Manuale di didattica

LA PNEUMATICA MODERNA

Componenti per l'automazione pneumatica

didactic

PNEUMAX GREEN LINE: TECHNOLOGY & INNOVATION

PNEUMAX ®

www.pneumaxspa.com

Luciano Zaghis

LA PNEUMATICA MODERNA

INTRODUZIONE AI PRINCIPI DELL'ARIA COMPRESSA

PREMESSA

La tendenza sempre più intensa verso l'automazione dei sistemi di produzione, dall'artigianato alla grande industria, trova nella pneumatica un valido sostegno alla risoluzione veloce, economica e razionale dei problemi, sia semplici che complessi.

La pneumatica per la grande varietà dei componenti (leggerezza, sicurezza, affidabilità, integrabilità con altre tecnologie), risulta ancora oggi il mezzo applicativo più usato combinato, sempre con maggiore frequenza, alla tecnologia elettronica.

Pur essendo evidenti alcuni limiti della tecnica pneumatica, è necessario un approccio equilibrato affinché non si pretendano prestazioni impossibili ma al contrario si riconoscano e si sfruttino in pieno le possibilità reali.

Con questo testo ci proponiamo di presentare una raccolta di nozioni fondamentali, nella speranza che siano di stimolo e di aiuto, per una migliore conoscenza della tecnica pneumatica.

AVVERTENZE

L'uso improprio dei prodotti indicati in questo catalogo può essere fonte di pericolo per persone e/o cose.
I dati tecnici indicati per ciascun prodotto del presente catalogo possono essere soggetti a variazioni, anche per eventuali modifiche costruttive che la società si riserva di apportare senza alcun obbligo di informazione.
Ciascun prodotto presentato nel presente catalogo, così come i dati, le caratteristiche e le specifiche tecniche dello stesso, devono pertanto essere esaminati e controllati, in relazione all'uso cui il prodotto è destinato, da addetti dell'utilizzatore muniti di adeguate conoscenze tecniche. L'utilizzatore, in particolare, deve valutare le condizioni di funzionamento di ciascun prodotto in relazione all'applicazione che dello stesso intenda fare, analizzando i dati, le caratteristiche e specifiche tecniche alla luce di dette applicazioni, ed assicurandosi che, nell'utilizzo del prodotto, tutte le condizioni relative alla sicurezza di persone e/o cose, siano rispettate. In caso di dubbio, contattare il nostro ufficio tecnico.

Pneumax S.p.a non è pertanto responsabile per eventi causati da un non corretto e sicuro impiego (uso improprio) dei prodotti a marchio Pneumax.

Pneumax S.p.a non è responsabile per difetti dipendenti da modifiche e manomissioni eseguite dal cliente e/o da parti terze.

È cura e responsabilità solo del cliente/utilizzatore assicurarsi di approntare gli opportuni accorgimenti tecnici affinché i prodotti possano funzionare in garanzia e in sicurezza.
La validazione delle applicazioni è sempre a carico dell’utilizzatore.

I dati indicati possono essere soggetti a modifica senza preavviso.

Capitolo 1

SISTEMA INTERNAZIONALE, UNITÀ DI MISURA "SI"

1.1 Unità fondamentali " SI "
1.2 Unità derivate " SI " multipli e sottomultipli
1.3 Scale di temperatura

1.1 UNITÀ FONDAMENTALI SI

Il sistema internazionale SI è il sistema che valuta per mezzo di unità di misura, tecnicamente stabilite ed accettate internazionalmente, tutte le grandezze fisiche.
Esso si basa su sette unità fondamentali (vedi tabella) da cui vengono derivate le unità di tutte le altre grandezze.

GRANDEZZE	UNITÀ SI		UNITÀ AMMESSE		RELAZIONI
	NOME	SIMBOLO	NOME	SIMBOLO	
Lunghezza	metro	m			
Massa	chilogrammo	kg	grammo tonnellata	g t	1g = 0,001kg 1t = 1000 kg
Tempo	secondo	s	minuto ora giorno	min h d	1min = 60s 1h = 3600s 1d = 86440s
Intensità d corrente elettrica	ampere	A			
Temperatura	Kelvin	K	grado Celsius	°C	0°C=273,15K
Intensità luminosa	candela	cd			
Quantità di materia	mole	mol			

1.2 UNITÀ DERIVATE

Le unità derivate che interessano il settore della pneumatica sono riportate nella tabella che segue.

GRANDEZZE	UNITÀ SI		UNITÀ AMMESSE		RELAZIONI
	NOME	SIMBOLO	NOME	SIMBOLO	
Forza	Newton	N [Kgm/s^2]			
Pressione	Pascal	Pa [N/m^2]	bar millibar	bar mbar	1bar=100000Pa 1mbar=100Pa
Lavoro, Energia Calore	Joule	J [Nm]	kilowattora	kwh	1kwh = 3,6MJ
Potenza	watt	W [J/s]			1W = 1J/s
Frequenza	herz	Hz [1/s]			
Volume	metrocubo		l litro	m^3	1 l = $1dm^3$ $1m^3$=1000 l

In alcune applicazioni la forza viene ancora espressa in kp (chilogrammi peso).
Il N (Newton) è ora diventato di uso comune, si ricorda la relazione esistente tra le due grandezze:

1 N = 0,102 kp

1 kp = 9,81 N (in via approssimativa 1 kp = 10 N)

infatti, l'accelerazione in un punto materiale vale: $$a = \frac{F}{m}$$

dove:
F = forza agente sul punto materiale, espressa in N
m = massa del punto materiale, espressa in kg
a = accelerazione in m/sec^2

perciò $$F = m \times a = kg \frac{m}{sec^2}$$

Nel vuoto, o quando la resistenza dell'aria può venire trascurata, il moto di ogni corpo risulta uniformemente accelerato (a = costante) verso il basso; tale accelerazione prende il nome di accelerazione di gravità e si indica con g.

Nelle vicinanze della superficie terrestre si ha: **g = 9,81 m/sec²**

La forza peso F è la forza che agisce su di un corpo in caduta libera e vale: **F = m x g**
Nel sistema SI , la forza F è espressa in N e la superficie in m², perciò la pressione p sarà:

$$p = \frac{F\ (\text{forza})}{A\ (\text{superficie})} \quad \frac{N}{m^2} = Pa\ (\text{Pascal})$$

Unità di misura SI, multipli e sottomultipli

	FATTORE DI MOLTIPLICAZIONE	PREFISSO	SIMBOLO
MULTIPLI	10^{12} = 1.000.000.000.000	tera	T
	10^{9} = 1.000.000.000	giga	G
	10^{6} = 1.000.000	mega	M
	10^{3} = 1.000	kilo	k
	10^{2} = 100	etto	h
	10^{1} = 10	deca	da
	10^{0} = 1		
	10^{-1} = 0,1	deci	d
	10^{-2} = 0,01	centi	c
	10^{-3} = 0,001	milli	m
	10^{-6} = 0,000 001	micro	µ
	10^{-9} = 0,000 000 001	nano	n
	10^{-12}= 0,000 000 000 001	pico	p
	10^{-15}= 0,000 000 000 000 001	femto	f
	10^{-18}= 0,000 000 000 000 000 001	atto	a

Come esempio si riporta la scala dimensionale riferita all'unità di misura più impiegata, il metro:

Tm = tetrametro = 10^{12} m
Gm = gigametro = !0 ^{9} m
Mm = megametro = 10^{6}m
km = chilometro = 10^{3} m
hm = ettometro = 10^{2} m
dam = decametro = 10^{1} m

m = metro

dm = decimetro = 10^{-1} m
cm = centimetro = 10^{-2} m
mm = millimetro = 10^{-3} m
µm = micrometro = 10^{-6} m
nm = nanometro = 10^{-9}m
pm = picometro = 10^{-12}m
fm = femtometro = 10^{-15}m
am = attometro = 10^{-18}m

Le grandezze possono essere misurate secondo multipli e sottomultipli nelle varie unità. La tabella precedente ne riporta i nomi ed i simboli relativi.

1.3 SCALE DI TEMPERATURA

Kelvin	Celsius	Fahrenheit
0 K	-273,15 °C	-549,67 °F
273,15 K	0 °C	32 °F

0 K = zero assoluto
0 °C = 32 °F punto di fusione del ghiaccio a pressione atmosferica

- **scala Kelvin** chiamata scala termodinamica, è impiegata in fisica;
- **scala Celsius**, scala di temperatura più usata ed è la temperatura in gradi centigradi;
- **scala Fahrenheit**, scala di temperatura usata dove lo stato termico dell'atmosfera è generalmente vicino a quello del ghiaccio.

L'uso della scala Celsius porta l'inconveniente di far precedere al numero, misura della temperature, il segno + o -.
Conversione della temperatura: **relazione**

$$°C = \frac{°F - 32}{1,8} \qquad °F = 1,8 \times °C + 32$$

$$K = \frac{°F - 32}{1,8} + 273 \qquad K = °C + 273$$

Capitolo 2

ATMOSFERA - ARIA

2.1 COMPOSIZIONE DELL’ARIA

La materia che ci circonda si presenta in tre forme definite come:

- **solida**: possiede forma e volume definiti;
- **liquida**: ha un volume definito, ed assume forma, perché si adatta al recipiente che lo contiene;
- **gassosa**: non possiede forma e volume, occupa interamente lo spazio disponibile.

Le molecole dei corpi solidi sono dotate di una grande forza di coesione che ne determina la forma.
Al contrario, le molecole dei gas, possiedono forze di repulsione che tendono ad allontanarle. Un gas quindi può solo essere conservato in un recipiente occupandone interamente il volume, indipendentemente dalla sua forma e qualunque sia la quantità di gas.
I liquidi ed i gas hanno in comune la fluidità, per questo motivo vengono definiti fluidi.

2.2 ARIA

La terra è avvolta da un involucro gassoso che, per l’azione di gravità viene trascinato da essa durante il movimento di rotazione e rivoluzione.
L’involucro è l’atmosfera ed il gas che la compone è l’aria.
L’aria atmosferica è una miscela di gas; la sua composizione resta quasi costante fino ad una altezza di circa 20 km.

Nell'aria si trovano disciolti i seguenti elementi:

Elemento	Volume
Azoto	78%
Ossigeno	21%
Gas rari ed altri	1%

Nella composizione dell'aria si verificano piccole variazioni dovute alla presenza di particelle solide come polveri e cristalli oppure tracce di altri gas come ossido di carbonio, ossido di azoto, ammoniaca ecc.
L'aria atmosferica contiene inoltre vapore acqueo che ne determina il livello di umidità.

Capitolo 3

LA PRESSIONE ATMOSFERICA

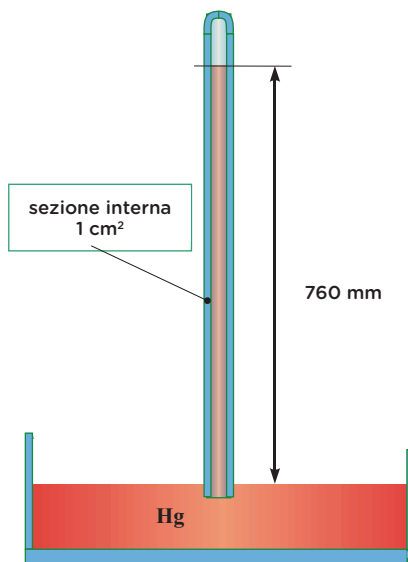
3.1 PESO DELL'ARIA

I corpi solidi hanno un loro peso, ma anche i corpi gassosi e quindi l'aria, hanno un loro peso.
Se si pesa una bombola vuota e poi la si riempie di gas e si procede ad una nuova pesata si rileva una differenza nel peso. La bombola pesa di più quando è piena.
Anche l'aria, che è una miscela di gas, e la spinta che la massa dell'aria esercita sulla superficie della terra e su tutto ciò con cui viene a contatto è enorme.
Nel 1630 il fisico Evangelista Torricelli da Faenza dimostrò che l'atmosfera (ossia lo spessore d'aria che circonda la terra) pesa 1,033 kg su ogni cm^2 di superficie, misurata sul livello del mare (altitudine zero).
Questa è la definizione della PRESSIONE ATMOSFERICA.

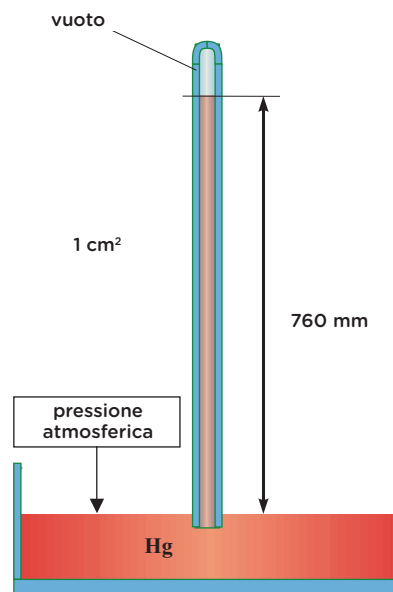
Ora si faccia una considerazione: se la superficie media dell'uomo è di circa 1,5 m^2 (15000 cm^2) e, se su ogni cm^2 insiste il peso dell'atmosfera di 1,033 kg,
su tutta la superficie del corpo graveranno 15500 kg.
La pressione atmosferica però agisce in ogni senso e, insistendo anche sulla parte interna del corpo con lo stesso valore si equilibra.
In più la circolazione del sangue provoca nelle pareti interne dei vasi una pressione leggermente superiore a quella atmosferica.
Per questi motivi non veniamo schiacciati da un peso così enorme.
Una delle caratteristiche della pressione atmosferica è quella di variare in funzione dell'altitudine alla quale viene misurata.
A quote più alte rispetto al livello del mare, la pressione diminuisce in quanto lo strato dell'aria è inferiore e quindi pesa di meno.

QUOTA m	PRESSIONE Mpa	TEMPERATURA °C
0	0,1013	15
100	0,1001	14,4
200	0,0989	13,7
500	0,0955	11,8
1000	0.0899	8,5
1400	0,0856	5,9
1800	0,0815	3,3
2000	0,0795	2
2400	0,0756	-0,6
3000	0,0701	-4,5

3.2 L'ESPERIENZA DEL TORRICELLI

Si prenda un tubo trasparente chiuso ad una estremità ed aperto nell'altra (fig. 3.2) lungo circa un metro, se lo si riempie interamente di mercurio (Hg) e si chiude con un dito l'estremità aperta, capovolgendolo ed immergendolo in un recipiente contenente altro mercurio, si nota che, dopo avere tolto il dito dalla estremità aperta, una parte del mercurio contenuto nel tubo passa nella vaschetta.
Il mercurio finisce di passare nella vaschetta quando il livello nel tubo ha raggiunto un ben determinato punto.
Infatti misurando la differenza di livello tra mercurio della vaschetta e quello del tubo si riscontra che tale differenza vale circa 76 cm.
Il motivo che non ha permesso al mercurio di vuotarsi nella vaschetta è dovuto esclusivamente al peso dell'aria atmosferica.

Come si è detto in precedenza l'aria esercita una pressione di 1,033 kg su ogni cm^2 perciò questa pressione la si ha anche sulla superficie del mercurio contenuto nella vaschetta.
Nella parte superiore del tubo, dopo che si è rovesciato, è completamente vuoto di mercurio e di aria. Si è creato il vuoto e la pressione atmosferica viene a mancare totalmente.
In questo caso la pressione atmosferica invece di esercitare la sua azione dall'alto e dal basso nell'intero del tubo, agisce solo dal basso verso l'alto.
Come ci mostra l'esperienza questa spinta, sull'unità di superficie, equivale al peso della colonna di mercurio rapportata alla sezione del tubo.

spinta atmosferica = 10,033 kg/cm²

$$\text{Peso unitario della colonna di mercurio} = \frac{\text{peso (kg)}}{\text{sezione (cm}^2\text{)}} = 1{,}033\,\text{kg/cm}^2$$

Nel tubo di Torricelli il mercurio si innalza a causa della pressione atmosferica

procedendo con le stesse operazioni, impiegando acqua al posto del mercurio, utilizzando un tubo lungo 11 metri, si vedrà che il livello dell'acqua nell'interno del tubo si porta a 10,033 m dal pelo della vaschetta.
Questa spinta equivale, rapportata alla sezione del tubo, ad 1,033 kg sulla superficie di 1 cm^2.

3.3 UNITÀ DI MISURA DELLA PRESSIONE

Quando si parla di pressione si deve distinguere:

- **pressione atmosferica**, pressione causata dal peso dell'aria (circa 1 kg/cm^2);
- **pressione relativa**, pressione al di sopra della pressione atmosferica ed è quella misurata da strumenti chiamati manometri;
- **pressione assoluta**, somma delle due pressioni precedenti (pressione relativa + pressione atmosferica);
- **depressione**, pressione relativa minore di quella atmosferica misurata da strumenti chiamati vacuometri. Il suo valore massima si riferisce al vuoto barometrico o vuoto assoluto.

Nel sistema internazionale (SI) la pressione atmosferica vale, al livello del mare

100.000 Pa
che equivalgono a 0,1 Mpa

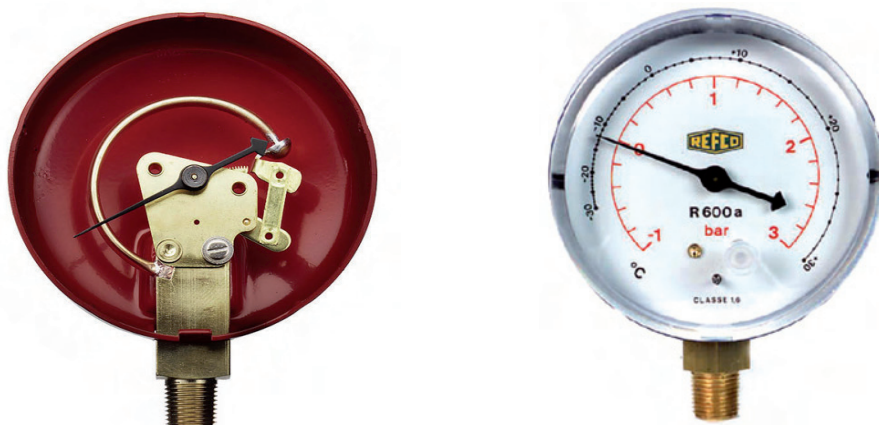
Nel sistema fisico tale pressione vale

101.325 Pa = 0,1013 MPa

Capitolo 4

STRUMENTI DI MISURA DELLA PRESSIONE

4.1 MANOMETRI

Industrialmente la pressione relativa si misura con strumenti detti manometri, di cui il tipo più usato è il Bourdon. Esso si basa sulla deformazione elastica di una molla metallica tubolare a sezione lenticolare, ripiegata a forma semicircolare e soggetta interamente alla pressione esercitata dal fluido.
Una estremità della molla è aperta e, fissata ad un manicotto filettato esternamente per permettere il fissaggio dello strumento, rimane in comunicazione con il fluido di cui si vuole misurare la pressione.
L'altra estremità è chiusa ed è libera di muoversi sotto l'azione del fluido che, premendo internamente, tende a raddrizzarla provocando un movimento dell'estremità chiusa proporzionale alla pressione applicata.
Per mezzo dell'ingranamento di un settore con una rotella il movimento di questa estremità, non vincolata, viene amplificato in modo che un indice fissato sull'asse della rotella indichi il valore della pressione.

Manometro di Bourdon

4.2 VACUOMETRI O VUOTOMETRI

I vacuometri sono manometri per la misura di pressioni inferiori alla pressione atmosferica.
Negli impianti industriali la depressione si misura con strumenti di tipo Bourdon che possono essere graduati in decimi di bar, in cm di mercurio o mm di acqua, a seconda dello scopo a cui sono destinati.

Capitolo 5

FISICA DEI GAS

5.1 FORZE DI COESIONE – FORZE DI REPULSIONE

L'aria atmosferica è un composto gassoso e, come i corpi solidi è costituito da molecole.
La molecola è la più piccola combinazione di atomi che costituiscono un composto chimico.
Come già accennato:
Nei solidi le molecole sono soggette a forze di attrazione di elevata intensità che rendono coese le molecole obbligandole a mantenere posizioni ben precise.
Nei liquidi tale intensità è meno accentuata per cui le forze di coesione sono deboli.
I liquidi infatti hanno un volume proprio ed assumono la forma del recipiente che li contiene.
Nei gas, e quindi nell'aria, fra le molecole non esiste alcuna coesione e sono libere di muoversi al punto che le loro distanze reciproche variano in continuazione.
La forza, detta di repulsione, tende ad allontanarle sempre di più da quelle contigue, per cui i gas non hanno ne forma ne volume proprio e tendono ad occupare tutto lo spazio disponibile.
Le molecole, nel loro movimento, si urtano tra loro a grande velocità, si allontanano ed il recipiente che le contiene viene continuamente a contatto con esse.
L'urto molecolare libera una forza sulla parete e la somma di tutti questi urti sulla superficie di contatto rappresenta la pressione.
La pressione si manifesta con forze che agiscono dall'interno verso l'esterno del recipiente.
Il volume complessivo delle molecole di gas è molto piccolo se paragonato al volume del serbatoio che le contiene, per cui è possibile diminuirne le distanze reciproche tramite una compressione, addensando in un dato volume più molecole in modo da ottenere una pressione più elevata.

Durante questa operazione riscontreremo un innalzamento della temperatura del serbatoio.
Le leggi fisiche fondamentali che legano i parametri dello stato gassoso, pressione, volume, temperatura sono due:

Legge di **Boyle-Mariotte**
Legge di **Gay-Lussac**

5.2 LEGGE DI BOYLE-MARIOTTE

A temperatura costante, il volume di un gas perfetto, contenuto in un recipiente, è inversamente proporzionale alla pressione assoluta, vale a dire che, per un determinato quantitativo di gas, il prodotto del volume per la pressione assoluta, è costante:

$$p_1 \times V_1 = p_2 \times V_2 = p_3 \times V_3 = \text{―――――} = \text{costante}$$

5.3 LEGGE DI GAY-LUSSAC

Al volume di una quantità di gas, a pressione costante, è direttamente proporzionale alla temperatura:

$$V_1 : V_2 = T_1 : T_2$$

e di conseguenza, a volume costante, la pressione varia in proporzione diretta al variare della temperatura:

$$p_1 : p_2 = T_1 : T_2$$

da cui si deduce che passando da una pressione iniziale ad una pressione finale più elevata si ha un aumento della temperatura e viceversa, passando ad una pressione più bassa la temperatura diminuisce.
La compressione genera calore e l'espansione assorbe calore.

Le leggi di Boyle Mariotte e Gay-Lussac **sono valide in modo esatto solamente nel caso di gas perfetti**, i gas reali puri come l'idrogeno, l'ossigeno, l'azoto o miscele di gas come l'aria, seguono comunque con buona approssimazione le suddette leggi specialmente quando le pressioni sono modeste e le temperature non troppo basse.
Nella pneumatica le variazioni di temperatura sono minime, mentre sono notevoli quelle di pressione e volume. La legge di Boyle Mariotte è quindi fondamentale per il dimensionamento della maggior parte dei componenti delle trasmissioni pneumatiche, dai serbatoi agli attuatori.

5.4 UMIDITÀ DELL'ARIA

Una certa percentuale di vapore acqueo è sempre presente nell'aria atmosferica. Quando l'aria atmosferica si raffredda raggiunge un punto in cui è satura di vapore d'acqua. Qualsiasi ulteriore abbassamento di temperatura fa in modo che tutta l'acqua non possa essere trattenuta sotto forma di vapore.
La quantità che può essere trattenuta dipende dalla temperatura.
La tabella che segue indica la massima quantità d'acqua contenuta per m^3 di aria espressa in grammi nell'intervallo di temperatura da –40°C a +40°C.
Un m^3 d'aria compressa è in grado di contenere la stessa quantità di acqua di un m3 di aria a pressione atmosferica. I dati in tabella sono riferiti, alla temperatura indicata, ad aria in condizioni atmosferiche.

Temperatura °C	0	+5	+10	+15	+20	+25	+30	+35	+40
g/m^3 atmosferica	4,98	6,86	9,51	13,04	17,69	23,76	31,64	41,83	54,11

Temperatura °C	0	+5	+10	+15	+20	+25	+30	+35	+40
g/m^3 atmosferica	4,98	3,42	2,37	1,61	1,08	0,7	0,45	0,29	0,18

5.4 UMIDITÀ DELL'ARIA

L'umidità relativa è il rapporto tra il contenuto di acqua nell'aria atmosferica ad una determinata temperatura ed il contenuto al punto di saturazione della medesima espressa in percentuale.

$$\text{U.R.} = \frac{\text{Contenuto di acqua nell'aria}}{\text{Contenuto a saturazione}} \times 100$$

Esempio:
Temperatura 20°C U.R. 60%
Quanta acqua è contenuta in 1 m^3 di aria?

$$17{,}69 \times 0{,}6 = 10{,}61 \text{ g/m}^3$$

quando viene compressa la sua capacità di contenere vapore d'acqua dipende esclusivamente dal suo volume che sarà evidentemente ridotto, quindi a parità di temperatura l'acqua condenserà.

Esempio:
5m^3 di aria atmosferica a 20°C con U.R. 60% vengono compressi a 6 bar relativi.
Quanta acqua condenserà?

A 20°C 5m^3 di aria possono contenere al massimo **10.61 g/m^3 x 5m3 = 53,05 g**
Il volume compresso a 6 bar relativi sarà:

$$p1 \times V1 = p2 \times V2 \text{ da cui } \frac{p1}{p2} V1 = V2$$

$$\frac{1{,}013 \text{ bar atmosferici}}{6 + 1{,}013} \times 5 = 0{,}722 \text{ m}^3$$

0,722 m3 di aria a 20°C contengono al massimo **17,7 g/m^3 x 0,722 m^3 = 12.78 g**

La quantità di acqua condensata sarà **53.05 g - 12,78 g = 40,27 g**

L'acqua condensata dovrà essere rimossa prima di essere distribuita in rete.

Capitolo 6

PRESSIONE

6.1 Pressione

6.1 PRESSIONE

La pressione viene indicata con p ed è la grandezza fisica che sta ad indicare la distribuzione di una forza sulla superficie a cui essa è applicata.
Il suo valore è determinato dalla forza che agisce staticamente sull'unità di superficie.
Pertanto la pressione p è la forza F esercitata da un fluido perpendicolarmente sull'unità di superficie A di un corpo e cioè:

$$P = \frac{F}{A}$$

Nel sistema SI la pressione è misurata in N (Newton) su m^2, a tale unità si assegna il nome di Pascal (Pa)

$$1\ \text{Pa} = \frac{1\ \text{N}}{\text{m}^2}$$

In pratica, essendo il Pa una unità di misura molto piccola, vengono generalmente usati i multipli quali il kPa.
Attualmente viene ancora usata ed ammessa, dal sistema SI, come unità di misura della pressione il **bar**.

1 bar = 10^5 Pa

Nei paesi anglosassoni l'unità di misura utilizzata è il psi (libbra/pollice^2):

1 psi = 0,07 bar
14,5 psi = 1,00 bar

La tabella successiva compara le diverse unità di misura utilizzate come unità di misura della pressione.

Pressione	kPa	bar	psi	kg/cm^2
1 kPa	1	0,01	0,145	0,102
1bar	100	1	14,5	1,02
1psi	6,9	0,069	1	0,07
1kg/cm^2	98	0,0981	14,2	1

Nella potenza a fluido, salvo diverse prescrizioni, ci si riferisce sempre alla **pressione relativa** quando ci si riferisce ad una pressione di esercizio di una apparecchiatura o di un impianto.

Capitolo 7

PORTATA DEI GAS

7.1 NORMAL LITRO

Nel sistema SI la portata dei gas, e perciò dell'aria, viene espressa in:

m^3/s o m^3/h (portata volumetrica)
kg/s o kg/min (portata massica)

In pratica, in pneumatica, si fa riferimento all'aria allo stato libero e perciò viene impiegato il ***normal litro***, indicato simbolicamente Nl.
Sarebbe preferibile usare la lettera minuscola per non confonderla con N (Newton) ma è di uso comune l'utilizzo della lettera maiuscola.
Impiegando come unità di misura del volume il metro cubo, si parlerà di normal metro cubo (nm^3).
Il normal litro viene generalmente utilizzato come unità di misura e, data la sua praticità, viene ammessa come il bar, dal sistema internazionale.

7.2 PORTATA

Nei definisce portata volumetrica **Q** il volume di fluido che passa attraverso una sezione nota nell'unità di tempo.

$$Q = \frac{V}{t} \left[\frac{m^3}{s}\right]$$

La portata può essere calcolata moltiplicando la velocità del fluido per l'area A della sezione di passaggio.

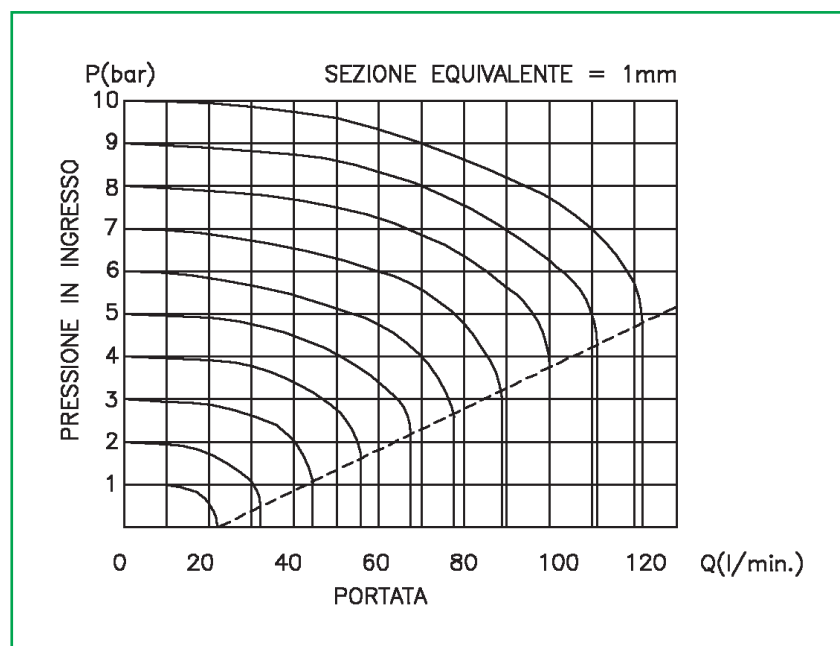
$$Q = u \times A$$

Essendo la velocità u espressa in m/s e l'area in m², si avrà:

$$\frac{m}{s} \, m^2 = m^3/s$$

Nel SI l'unità di misura della portata è il m³/s, è ammesso esprimerla anche in l/s (litri al secondo) dove

$$1 \, l/s = 1 \, dm^3/s$$

Calcolare la portata di un fluido gassoso è complesso dato che la sua velocità è caratterizzata da molti parametri dovuti alla sua comprimibilità.
Il diagramma ch'esegue mostra la relazione tra pressione e portata per un orifizio avente sezione di 1 mm².

La zona delimitata dalla linea tratteggiata evidenzia la zona dove l'aria raggiunge una velocità molto elevata molto vicina a quella del suono (flusso sonico), velocità che non può aumentare anche se dovesse aumentare la differenza di pressione.
Entro questa area le curve assumono un andamento verticale.
Con differenza di pressione uguale a zero tra ingresso ed uscita, non si avrà alcuna portata. Introducendo un ΔP si riscontrerà una portata che sarà più elevata quanto più grande sarà il ΔP. L'aria infatti scorrerà sempre più veloce attraverso l'orifizio sino a quando la sua velocità sarà pari a circa 340 m/s velocità del suono.
Da questo momento in poi un qualsiasi incremento di ΔP non produrrà alcun aumento di portata avendo raggiunto l'aria la sua massima velocità.
Ad esempio con pressione in ingresso di 6 bar ed in uscita di 5 bar (ΔP=1 bar) dal diagramma si rileva una portata di circa 55 l/min per una sezione equivalente di 1mm².

Se un apparecchio ha una sezione equivalente di 5 mm^2, sarà sufficiente moltiplicare il valore rilevato per cinque per risalire alla portata di tale sezione.

5 x 55 = 275 l/min

È possibile ricorrere alla formula di calcolo riferita alle portate per flusso subsonico:

$$Q = 22{,}2 \times S \times \sqrt{(P_2 + 1{,}013) \times (P_1 - P_2)}$$

$$Q = 22{,}2 \times 5 \times \sqrt{(5 + 1{,}013) \times (6 - 5)} = 272{,}187 \text{ l/min}$$

Il valore ottenuto è molto simile a quello rilevato usando il diagramma.

Capitolo 8

PNEUMATICA

8.1 AUTOMAZIONE PNEUMATICA

La tecnologia pneumatica non è più rappresentata solo dal cilindro e dalla relativa valvola di comando, ma è qualcosa di più complesso.
L'interfaccia con altre tecnologie, quali l'elettronica, consente alla automazione pneumatica di ottenere risultati che solo pochi anni fa erano impensabili.
Di fatto, l'automazione pneumatica, è in grado di soddisfare una gran parte delle necessità che si presentano ed in alcuni casi, è addirittura insostituibile.
Ovunque sia necessario eseguire automaticamente un movimento è facile trovare la pneumatica.
Altre ragioni del crescente impiego sono dovute al limitato costo, all'elevata affidabilità che determinano minori costi produttivi e migliore qualità.
I settori produttivi toccati sono innumerevoli e, solo per citare alcuni esempi, la troviamo in settori quali macchine di assemblaggio, macchine per la lavorazione del legno, macchine tessili ed alimentari, macchine per l'imballaggio etc.
Non si pensi però che il minore costo di produzione sia dovuto ad un basso costo dell'aria compressa. In realtà comprimere l'aria è un'operazione costosa, ma i vantaggi che se ne ricavano compensano abbondantemente i costi di produzione.

8.2 STRUTTURA CIRCUITALE DI UNA AUTOMAZIONE PNEUMATICA

Se si considera la struttura di una moderna apparecchiatura automatica è facile constatare come coesistano elementi e componenti di natura diversa: elettrica, meccanica, pneumatica, oleoidraulica.
È in questo contesto che la pneumatica trova una sua collocazione ed un suo motivo di sviluppo, perché ognuna della varie tecnologie offre vantaggi che la rendono idonea per certe applicazioni più di altre.
Questo spiega perché, pur potendo in linea di principio ognuna delle tecnologie citate realizzare da sola un intero impianto, in pratica i sistemi sono per lo più ibridi, per poter utilizzare al meglio i vantaggi offerti da ogni tipo di elemento.

Lo schema riportato rappresenta la struttura circuitale di un impianto di automazione pneumatica da monte a valle, cioè dalla fonte di aria compressa alle connessioni funzionali dei vari componenti ed i rispettivi dialoghi con gli elementi di interfaccia. In questo schema di struttura si può notare tutto il percorso del fluido per movimentare ed azionare un impianto, una macchina od un dispositivo automatico.

MACCHINA / IMPIANTO

valle — all'utilizzo (pressione 6 bar)

	Dialogo	Tipo di circuito	Sistema di realizzazione
ATTUATORI (cilindri)			
	Fine corsa o sensori	circuito di potenza	pneumatico oleoidraulico
DISTRIBUTORI DI POTENZA			
	interfacce o sensori	circuito di controllo e governo	fluidico logica pneumatica oleoidraulico elettrico PLC elettropnumatica elettroidraulico
DISTRIBUTORI AUSILIARI VALVOLE			
	Interfacce o sensori		
DISTRIBUTORI AUSILIARI DI COMANDO		circuito di comando	
	interfacce o sensori		
TRATTAMENTO ARIA		circuito di condizion. aria	pneumatico

monte

COMPRESSORI

Aria atmosferica

Capitolo 9

PRODUZIONE DELL'ARIA COMPRESSA

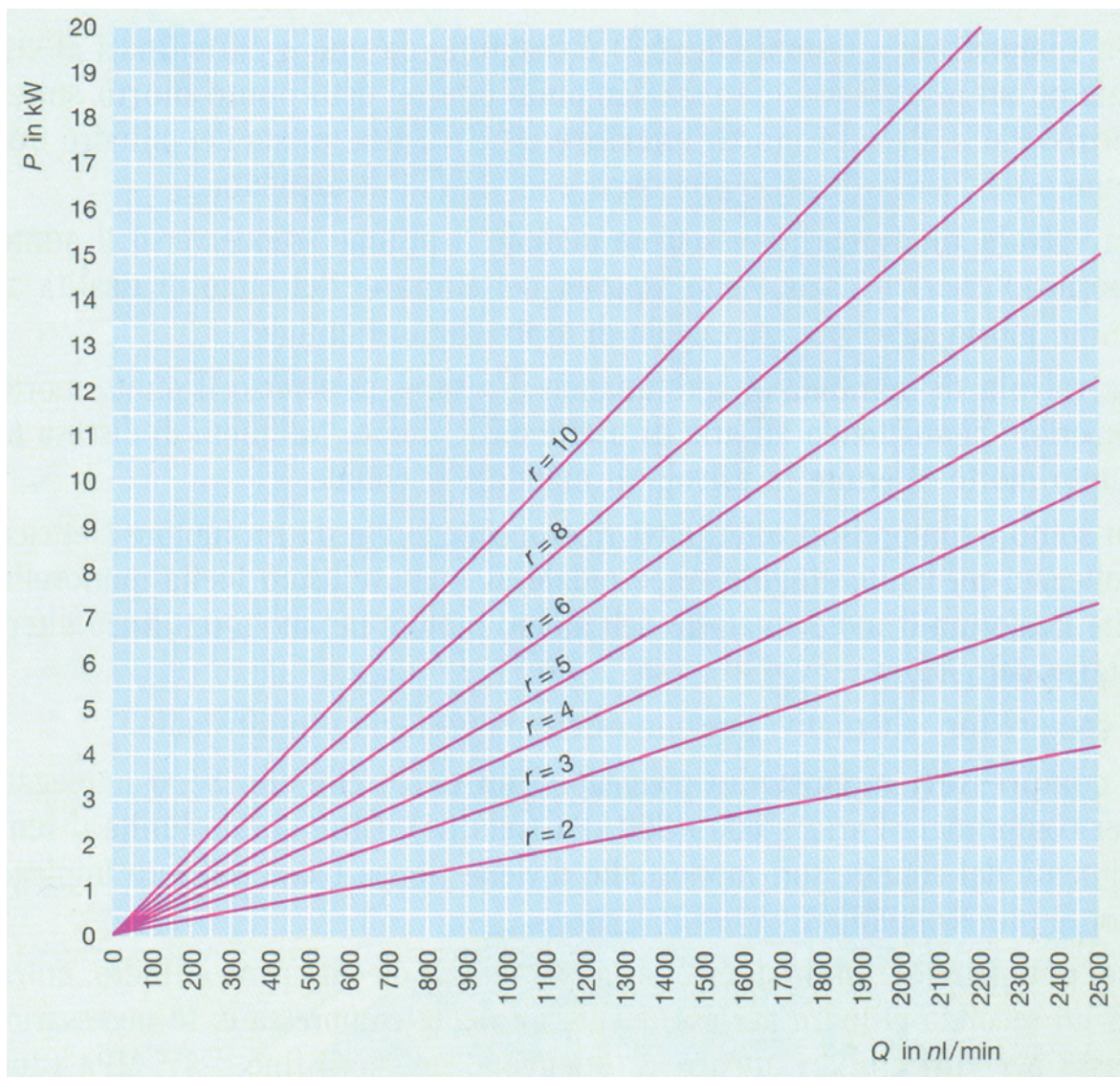
9.0 PRODUZIONE DELL'ARIA COMPRESSA

L'aria compressa è oggi un elemento indispensabile per la maggior parte dell'industria.
Le macchine che la producono sono i compressori che, azionati da motori , prelevano l'aria atmosferica e la trasferiscono, una volta compressa, verso le utenze.
Il settore che si interessa della produzione dell'aria compressa è considerata di competenza di altri operatori e non di coloro che si occupano di automazione, però è utile una conoscenza di base che deve far parte bel bagaglio culturale di uno specialista nella tecnica di automazione con aria compressa.
Prima di addentrarci nelle tipologie di compressori ci soffermiamo sulle loro caratteristiche pneumatiche e le grandezze che li contraddistinguono.

Pressione di aspirazione	**Pa**	
Pressione di mandata	**Pm**	
Portata all'aspirazione	**Q**	**(nm^3/s)**
Portata alla mandata	**Qm**	**(m^3/s)**
Rapporto di compressione	**r = Pm/Pa**	**(Pascal)**

Come già accennato, il termine normal (n) esprime il volume di aria in condizioni normali, cioè quelle atmosferiche con temperatura a 20°C quindi nm^3 e nl.
La potenza per comprimere un volume di aria alla pressione di mandata si ricava dalla formula:

$$N = Q \times Pa \times 3,5 \times (r^{2,85} - 1)$$

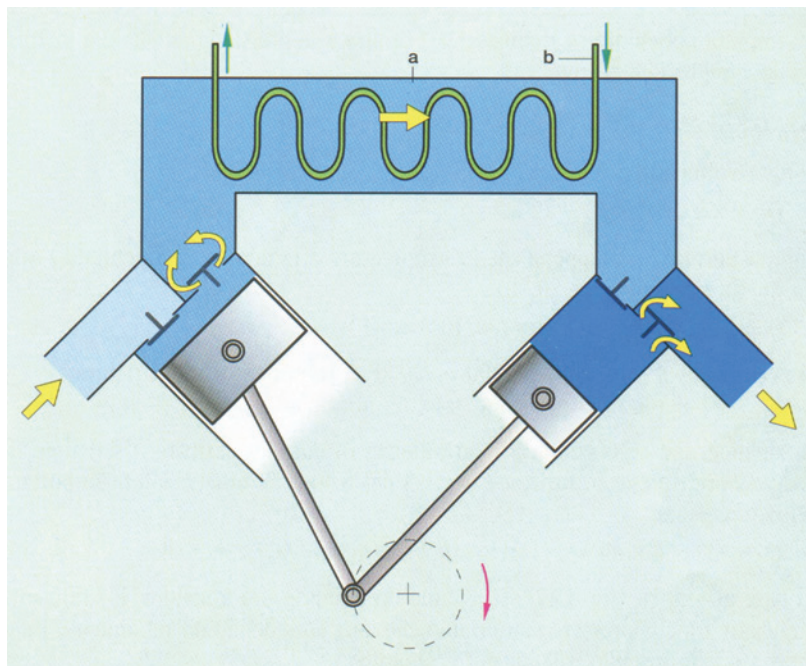
L'aumento del rapporto di compressione diminuisce il rendimento η che non deve essere inferiore a 0,7 con rapporto di compressione r inferiore a 5.
Il grafico che segue permette una rapida scelta della potenza applicata al compressore in funzione della portata volumetrica in aspirazione.

9.1 COMPRESSORI

I compressori si dividono in: **volumetrici e dinamici.**
Nelle trasmissioni pneumatiche vengono impiegati i volumetrici che si dividono in alternativi e rotativi.

9.2 TIPI DI COMPRESSORI

I compressori alternativi si dividono in due categorie: **a pistone ed a membrana**.
Nella maggior parte delle applicazioni pneumatiche vengono usati i compressori a pistone, i secondi, cioè quelli a membrana, sono di scarsa importanza ed utilizzati solo in qualche semplice applicazione hobbistica.
I compressori volumetrici rotativi sono di tre tipi: **ad ingranaggi o lobi, a palette ed a vite**.

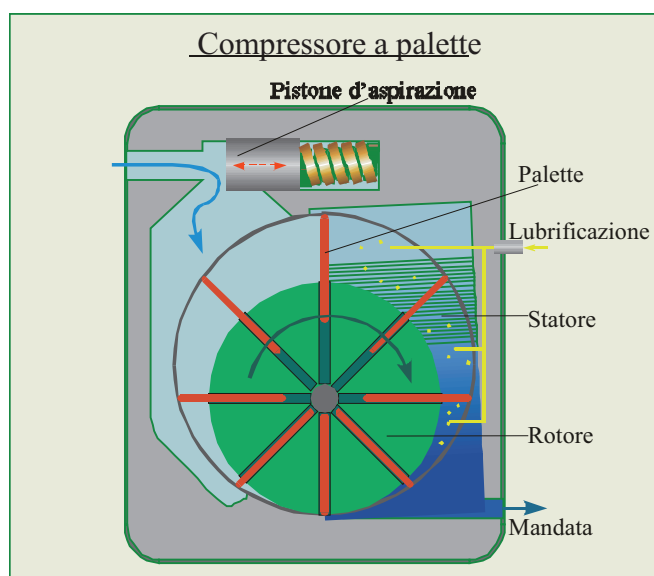
Compressore alternativo a pistoni

Si adatta alla generazione di pressioni basse, medie ed alte.
Per la generazione di pressioni alte si utilizzano compressori a più stadi.

Fino a	**1 bar**	**mono stadio**
Fino a	**15 bar**	**a due stadi**
Oltre i	**15 bar**	**a tre o più stadi**

Il principio di funzionamento è basato sul sistema composto da un cilindro ed un pistone che alternativamente scorre al suo interno movimentato da una trasmissione biella/albero a gomito.
Due valvole sulla testata del cilindro controllano il flusso dell'aria in aspirazione e compressione.

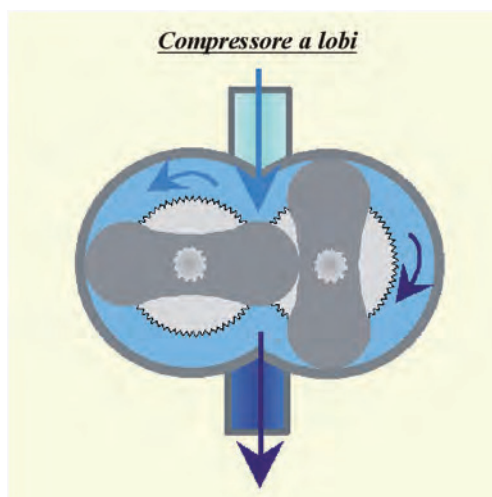
Il sistema può essere refrigerato ad aria o con liquido refrigerante.
I compressori alternativi necessitano di essere collegati ad un serbatoio dato che il funzionamento è intermittente.
Quando nel serbatoio si raggiunge la pressione massima impostata, un contatto elettrico attivato da un pressostato, interrompe l'alimentazione al motore arrestando il compressore.
Al calare della pressione, ad un secondo valore impostato (valore minimo) , il pressostato riattiverà il circuito elettrico del motore riavviando il compressore.

Compressore rotativo a palette

I compressori di questo tipo sono costituiti da un involucro cilindrico (statore) all'interno del quale ruota eccentricamente un tamburo (rotore) sul cui corpo sono ricavate delle scanalature radiali. In queste scanalature scorrono sottili lamelle di acciaio che si spostano verso lo statore durante la rotazione per effetto della forza centrifuga. L'aria, attraverso delle feritoie ricavate sullo statore, viene aspirata dalle palette nella situazione volumetrica maggiore e progressivamente compressa durante la rotazione del rotore.
Nel punto di massima riduzione del volume, l'aria così compressa viene convogliata in una seconda feritoia ricavata sullo statore e inviata all'utilizzo.
Questi compressori sono definiti a servizio continuo, cioè continuano a funzionare anche quando non vi è a valle alcuna richiesta d'aria.
In questa situazione infatti la valvola di aspirazione, comandata da un pistone contrastato da una molla, è chiusa ed il compressore procede funzionando a vuoto.
Il compressore rotativo a palette ha la possibilità di funzionare benissimo senza il classico serbatoio di accumulo a valle grazie al sistema di regolazione automatica dell'aspirazione.

Compressore rotativo a vite elicoidale

I compressori a vite hanno caratteristiche di rendimento analoghe al precedente, si distinguono però per la silenziosità in virtù del basso numero di organi in contatto durante la rotazione.
Sono costituiti da due rotori a vite ad assi paralleli con rispettive eliche destrose e sinistrorse che ruotano in senso contrario l'uno rispetto all'altro.
È necessaria una copiosa lubrificazione per evitare trafilamenti d'aria e per assicurare la refrigerazione ai rotori.
L'aria aspirata viene compressa grazie alla particolare forma delle viti, che riducono progressivamente il volume trasportandola da una estremità all'altra e cioè dalla bocca di aspirazione a quella di utilizzo.
Come il compressore a palette può funzionare a vuoto essendo equipaggiato con il medesimo dispositivo di controllo dell'aspirazione.
I compressori rotativi sono in grado di fornire buone portate con pressioni vicine ai 10 bar.

Compressore a lobi

È un compressore poco utilizzato per le modeste prestazioni, produce infatti pressioni fino ad un massimo di 3 bar con scarse portate.
Due ingranaggi sono rigidamente assemblati su ognuno dei due lobi e liberi di ruotare.
Ruotando aspirano l'aria e la convogliano dall'ingresso alla mandata.
L'accoppiamento tra i due lobi è molto preciso cosa che non permette trafilamenti tra ingresso ed uscita. La compressione non avviene nella camera ma in mandata e questo spiega la scarsa capacità di fornire pressioni relativamente alte.

9.3 SERBATOI

La funzione del serbatoio è quella di immagazzinare l'aria compressa e di restituirla alle utenze al bisogno.

Il compressore viene scelto in funzione del regime di portata ed il serbatoio deve essere in grado di fornire all'impianto aria sufficiente durante la fase di riposo del compressore stesso.
L'accumulo di aria nel serbatoio permette anche di fare decantare quelle impurità mescolate all'aria in arrivo dal compressore e depositarle nel fondo.
Tali impurità come condensa, pulviscoli, olio etc. verranno scaricate ad intervalli regolari per mezzo di una valvola automatica di scarico sita sul fondo del serbatoio.

Dimensionamento

I serbatoi dei **compressori alternativi** possono essere semplicemente calcolati, con buona approssimazione, utilizzando la seguente formula:

$$C = Q / 60$$

Dove C = capacità in m^3 del serbatoio Q = portata in m^3 / ora

Se un compressore a pistoni ha una portata di 50 m^3 /ora necessiterà di un serbatoio a valle di 0,83 m^3 (830 litri).
Sceglieremo un serbatoio standard di 1000 litri.

I **compressori rotativi**, provvisti di regolazione in aspirazione, non necessiterebbero di serbatoio a valle, comunque in caso di necessità si può utilizzare la formula che segue:

$$C = Q / 600$$

Per un compressore a palette con le medesime caratteristiche di portata del precedente, il serbatoio sarà di 0,083 m^3 (83 litri).
Sceglieremo un serbatoio standard di 100 litri.

È opportuno ricordare che i serbatoi di capacità superiore ai 25 litri sono sottoposti a collaudo dagli enti preposti per la prevenzione e sicurezza del lavoro.

9.4 REFRIGERATORI ED ESSICCATORI

Durante la compressione la temperatura dell'aria aumenta ad un valore tale da assumere una capacità di assorbimento al di sopra del valore di vapore d'acqua contenuto all'atto dell'aspirazione dall'atmosfera. E' assolutamente necessario eliminare drasticamente la possibilità che l'acqua contenuta nell'aria possa in qualche modo essere inviata lungo le condutture di distribuzione.
Se l'aria surriscaldata si immette direttamente nella rete di distribuzione, poichè lungo il percorso si raffredda, il punto di rugiada si abbassa ed il vapore d'acqua condensa nelle tubazioni e scorre verso gli utilizzi e quindi alle apparecchiature.

I compressori a più stadi sono muniti di refrigeratori interstadio con i relativi separatori di condensa, ma la deumidificazione non è completa essendo l'aria compressa allo stadio finale ancora ad una temperatura alta.
Si deve cercare di eliminare la maggiore quantità di acqua possibile, prima che l'aria venga immessa nella rete di distribuzione.
L'eliminazione si ottiene raffreddando l'aria in appositi apparecchi chiamati refrigeratori finali che vengono installati tra il compressore ed il serbatoio.

I **refrigeratori** possono essere:
a **circolazione d'acqua**, **a circolazione d'aria** o **a ciclo frigorifero**.
Questi ultimi sono muniti di una serpentina contenente liquido refrigerante che favorisce il punto di rugiada, portando la temperatura dell'aria che circola nel refrigeratore a circa + 3°C. L'acqua che condensa, grazie all'abbassamento della temperatura, si deposita in un contenitore e viene evacuata da un separatore di condensa dotato di valvola di scarico automatica.
Con gli essiccatori, si ottengono deumidificazioni più spinte utilizzando sostanze che sfruttano la capacità di catturare il vapore contenuto nell'aria.

Gli **essiccatori** possono essere:
ad assorbimento o ad adsorbimento.
Gli essiccatori ad assorbimento sfruttano il principio igroscopico (capacità di assorbire umidità) di alcuni materiali quali la soda caustica. Assorbendo l'acqua presente nell'aria i componenti igroscopici debbono essere periodicamente sostituiti perché saturi.
Gli essiccatori ad adsorbimento sfruttano il principio di adesione (capacità di trattenere l'acqua sulla propria superficie) di materiali come il gel di silice.
Vengono periodicamente rigenerati con aria che soffia l'elemento adsorbente.

Capitolo 10

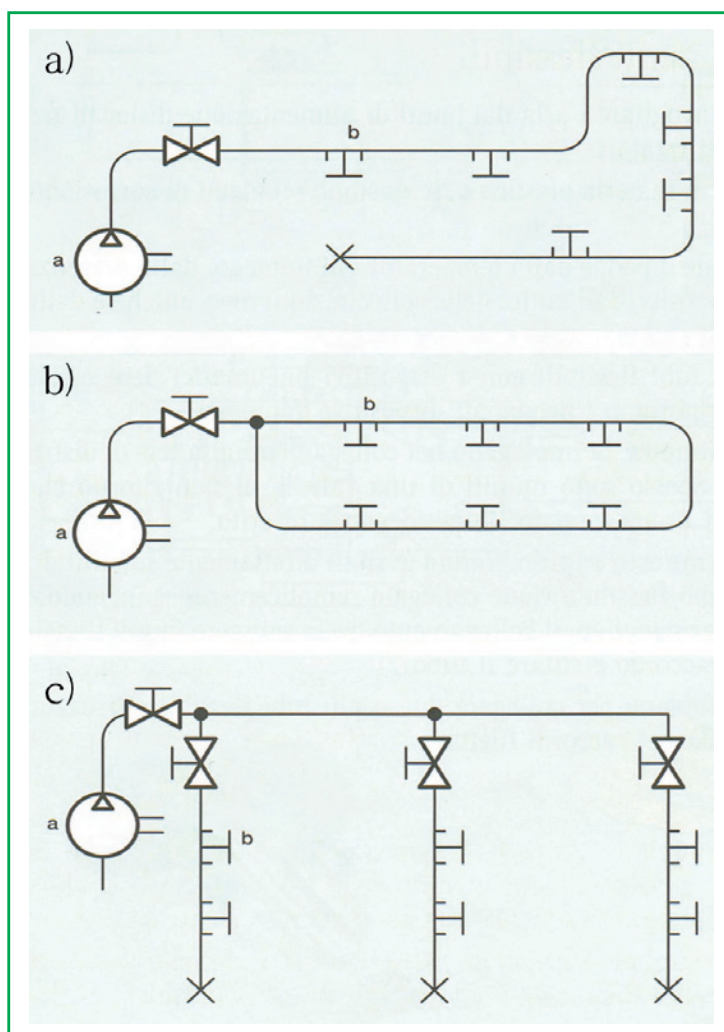
DISTRIBUZIONE DELL'ARIA COMPRESSA

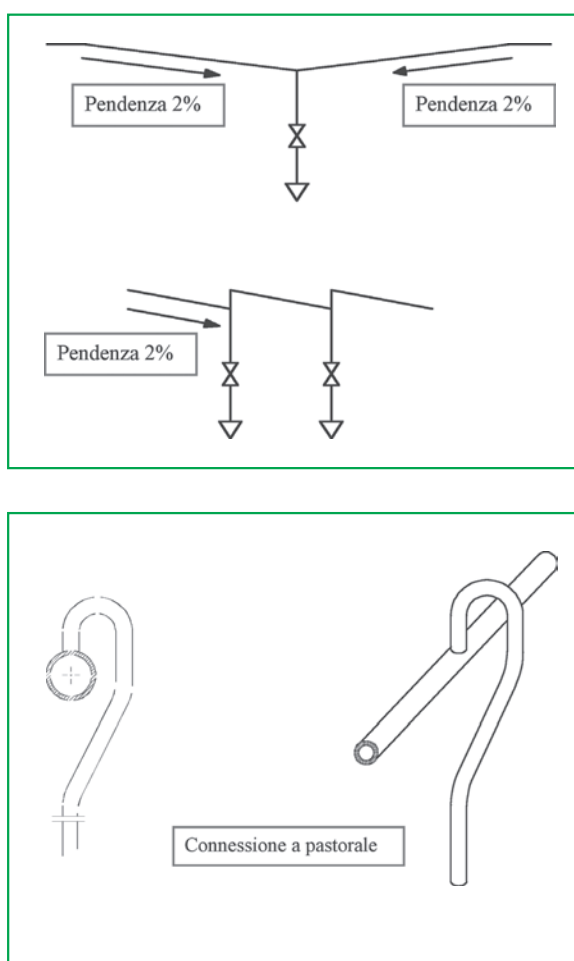
10.1 TUBAZIONI

Nelle applicazioni industriali la rete dell'aria compressa rappresenta un servizio generale e, come l'impianto elettrico ed idrico, deve essere opportunamente dimensionato. Il tipo di impianto può variare con l'uso e le applicazioni, ma in ogni caso deve soddisfare esigenze quali :
– minimizzare la caduta di pressione tra compressore ed utenze
– ridurre al minimo i trafilamenti di aria nelle giunzioni
– garantire la separazione della condensa e l'evacuazione della stessa.
L'aria compressa viene distribuita ai punti di utilizzo attraverso una serie di tubazioni principali che rappresentano le arterie del sistema.
Il dimensionamento di queste tubazioni deve essere tale che, anche nel punto più lontano della rete, le caratteristiche di portata e pressione sino mantenute accettabili e la caduta di pressione dovuta alle perdite di carico, sia contenuta entro valori intorno agli 0,3 bar.

10.2 RETI DI DISTRIBUZIONE

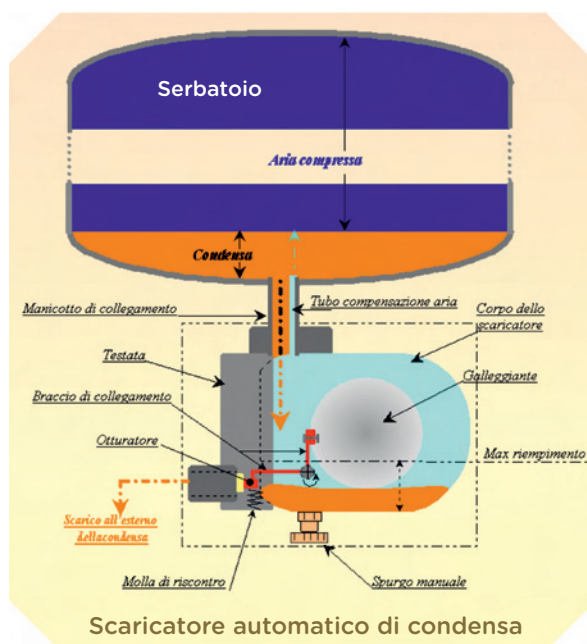
Da realizzazione di un sistema di distribuzione di aria compressa dipende da numerosi fattori come: dimensione e struttura dell'ambiente, numero di punti di erogazione, la loro disposizione etc.

Salvo nuove installazioni, il più delle volte è il risultato di successivi ampliamenti, perciò la rete risulta essere di tipo ramificato e generalmente il suo dimensionamento non viene supportato da calcoli specifici, ma realizzato in base alle esigenze al momento dell'ampliamento.
Il metodo migliore è quello di realizzare la tubazione principale ad anello chiuso con attacchi previsti per connettere con tubazioni parallele alla condotta principale, fino ad ottenere una maglia sovrastante la superficie da servire. Con altre piccole derivazioni l'aria può essere disponibile in ogni punto.
Questo sistema ha il vantaggio di offrire all'aria diverse vie parallele ove fluire con una notevole riduzione delle perdite di carico.
Le tubazioni debbono essere installate in modo da non ostacolare il movimento di paranchi o di altri carichi sospesi e verniciate con colore azzurro che, secondo le norme in vigore, identifica le condutture di aria compressa.

a) anello aperto
b) anello chiuso con predisposizione per maglia
c) ramificato

Il tracciato delle tubazioni deve prevedere una inclinazione nel senso di scorrimento dell'aria dell' 1 – 2 % e pozzetti di raccolta della condensa (chiamati anche trappole) al termine di ogni percorso della condotta, con la possibilità dello spurgo verso il basso in modo da poter essere scaricati facilmente.
Per evitare che la condensa arrivi alle utenze connesse, i tubi che portano aria agli utilizzi si debbono staccare dalla condotta principale dalla parete superiore con un collegamento detto a pastorale a causa della sua forma.
Le raccomandazioni citate si traducono nelle figure che seguono, sia che la rete sia ramificata, aperta o ad anello chiuso.

Nei punti più opportuni della rete vengono installate valvole di intercettazione che servono a sezionare le zone interessate per eventuali interventi di manutenzione e/o ampliamento senza dovere disattivare l'intero impianto.

10.3 SEPARATORI DI CONDENSA

L'acqua, separata dall'aria compressa, che si deposita quindi nelle tubazioni, viene raccolta nelle trappole munite di un apparecchio chiamato separatore di condensa.

Scaricatore automatico di condensa

Lo scarico automatico è comunque sempre consigliabile in queste apparecchiature, in quanto molte volte sono situate in posti poco accessibili ed un semplice rubinetto adibito a scarico manuale sarebbe poco pratico.

10.4 PERDITE DI CARICO E DIMENSIONAMENTI

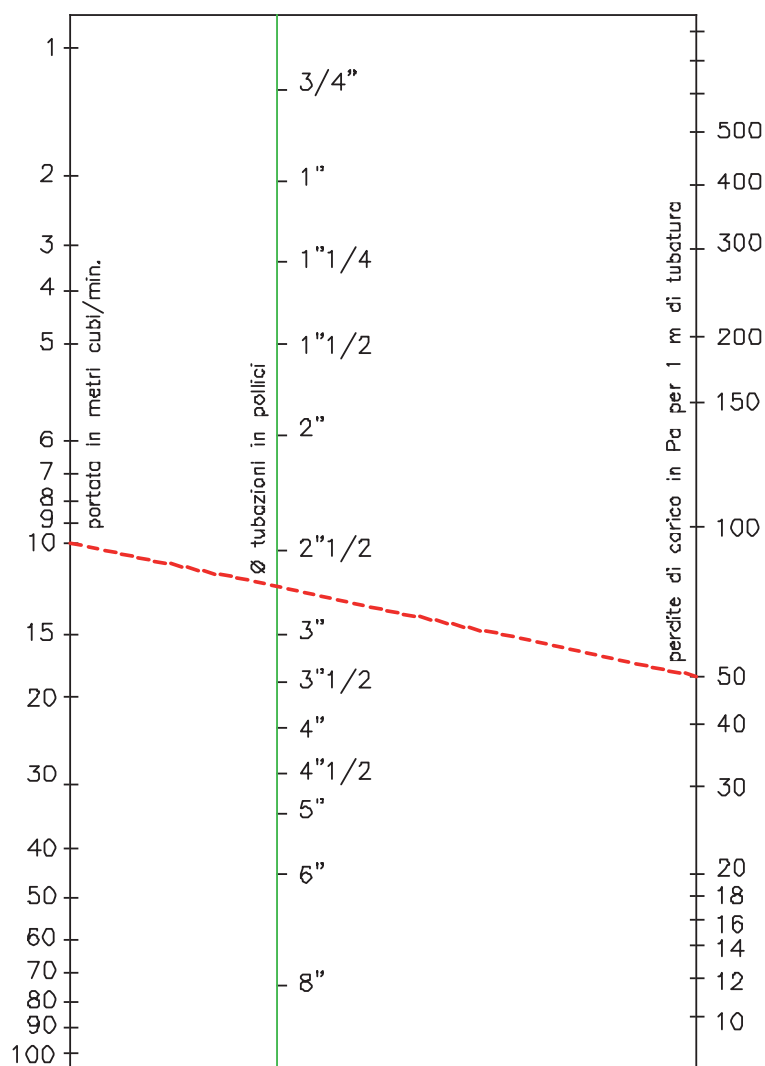
Per mantenere un flusso di aria in una tubazione è necessaria una differenza di pressione per vincere la resistenza di attrito dovuta alla rugosità delle pareti del tubo ed ai raccordi. L'entità della caduta di pressione dipende dal diametro e dalla lunghezza del tubo, dalla sua forma, dalla rugosità delle sue pareti e dalla velocità del fluido che vi transita.
Una caduta di pressione è una perdita di energia e comporta quindi un costo operativo.
Una installazione è corretta quando la perdita di carico che ha luogo nelle tubazioni, dal serbatoio del compressore sino agli utilizzi è nell'ordine di **10000 – 30000 Pa (0,1 – 0,3 bar)** ed in generale è consigliabile che non superi il 5% della pressione di esercizio. La velocità dell'aria nelle tubazioni non deve superare
i 10 m/s. Nell'introdurre la lunghezza della tubazione occorre tenere conto delle connessioni e dei raccordi. Per comodità di calcolo, le perdite di carico che si determinano in questi elementi vengono equiparati ad un tubo la cui lunghezza presenti le medesime perdite di carico.
La sezione della condotta principale è in funzione di:

- Pressione nominale
- Differenza di pressione tra compressore ed ultimo utilizzo

- Massima portata istantanea, conteggiata con il numero massimo di utilizzi in funzione
- Lunghezza totale della condotta principale
- Raccordi, valvole di intercettazione, curve etc. che determinano cadute di pressione.

Si supponga di avere una rete di distribuzione che debba erogare 10nm³/min e di imporre una caduta di pressione di 0,1 bar per una lunghezza equivalente del tubo di 200 m con pressione di alimentazione di 7 bar relativi.
Per ogni metro di tubazione avremo quindi una caduta di pressione di 50 Pa.

10000 Pa / 200m = 50 Pa/m

Nel monogramma congiungere dall'asse verticale di destra 50 Pa (perdita di carico) il valore di portata richiesto di 10 nm³/min. Il punto di coincidenza rilevato sulla verticale centrale determina il diametro interno del tubo.

Monogramma per la ricerca dei diametri dei tubi per il trasporto di aria con pressione relativa di 7 bar

Nell'introdurre la lunghezza della tubazione occorre considerare che le perdite di carico dovute a raccordi, valvole di intercettazione etc, come detto, sono equiparabili alla lunghezza di un tubo che presenti le medesime caratteristiche di perdita e vanno conteggiate come tali nella lunghezza totale della linea.
La tabella seguente indica le perdite di carico in lunghezza equivalente di tubo di raccordi e valvole di uso più comune.

Valvole ecc.	Lunghezza equivalente in m di tubo						
	Diametro interno del tubo in pollici						
	1	1 ,5	2	3 1/4	4	5	6
Valvole a membrana	1,2	2,0	3,0	4,5	6	8	10
Valvole a saracinesca	0.3	0,5	0,7	1,0	1,5	2,0	2,5
Raccordo a gomito	1,5	2,5	3,5	5	7	10	15
Raccordo a T	2	3	4	7	10	15	20
Riduzione	0,5	0,7	1	2	2,5	3	3,5

Capitolo 11

TRATTAMENTO ED UTILIZZO DELL'ARIA COMPRESSA

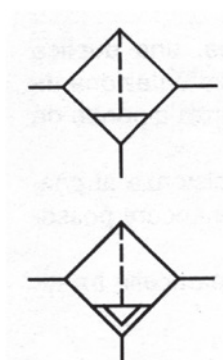
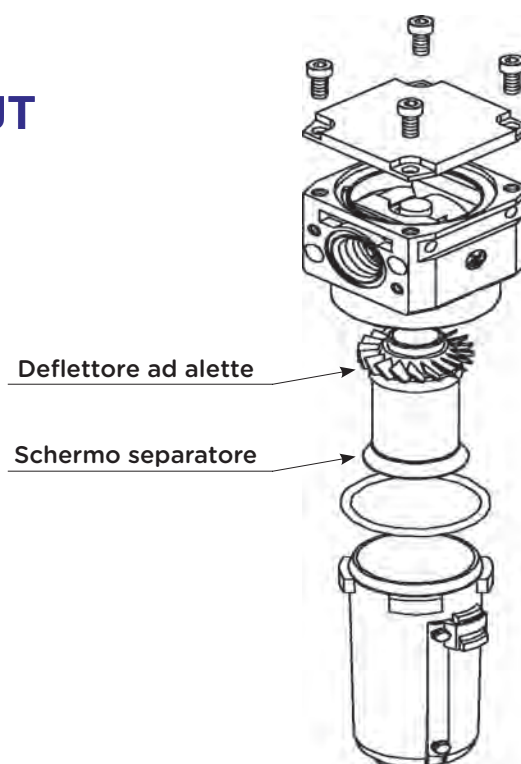
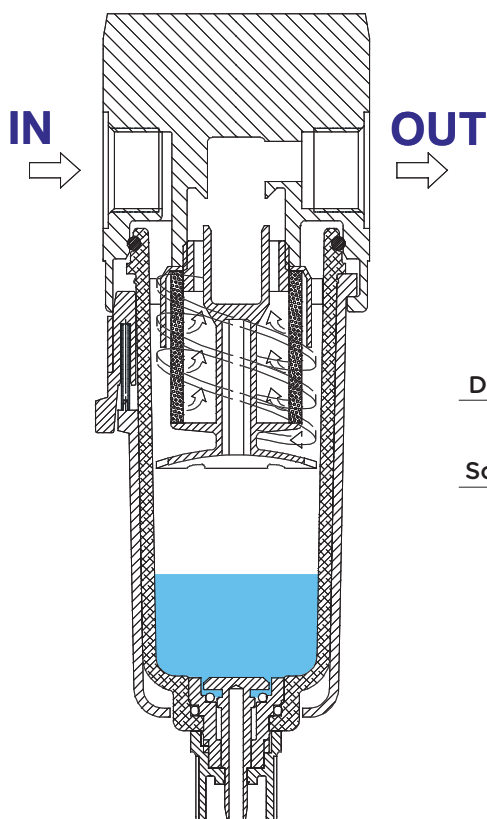
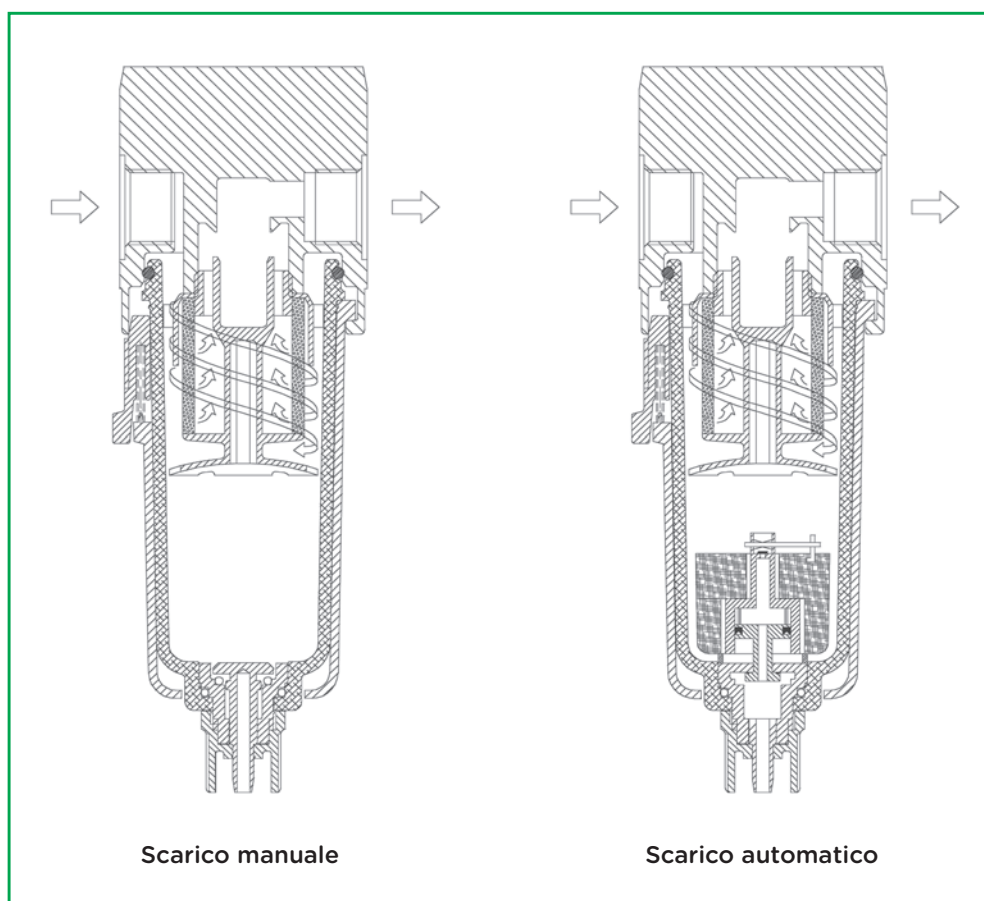
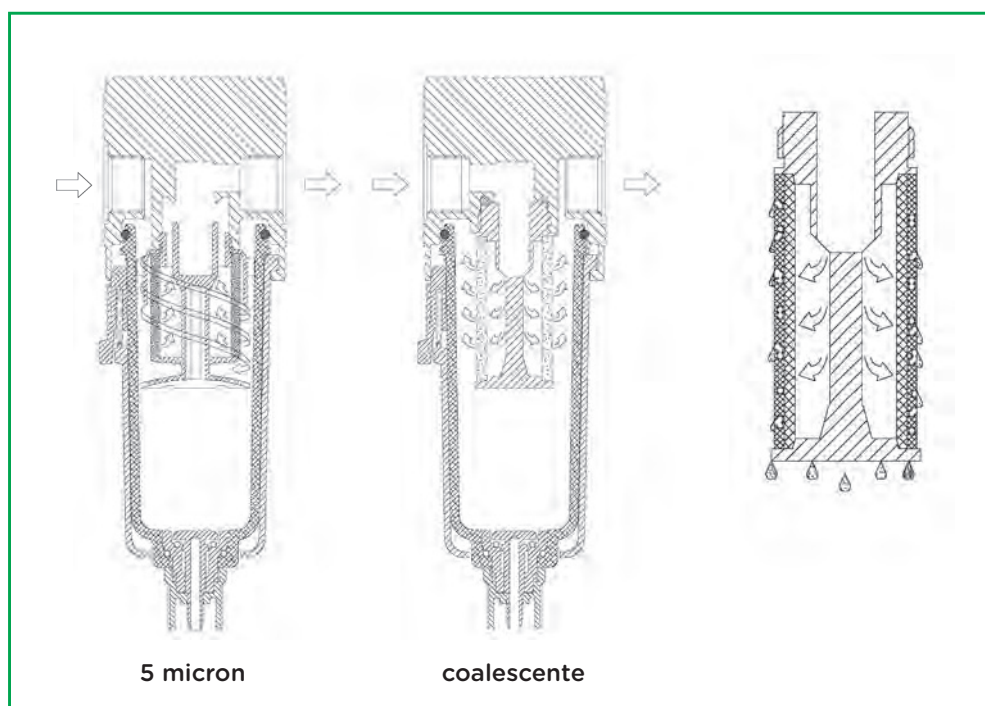
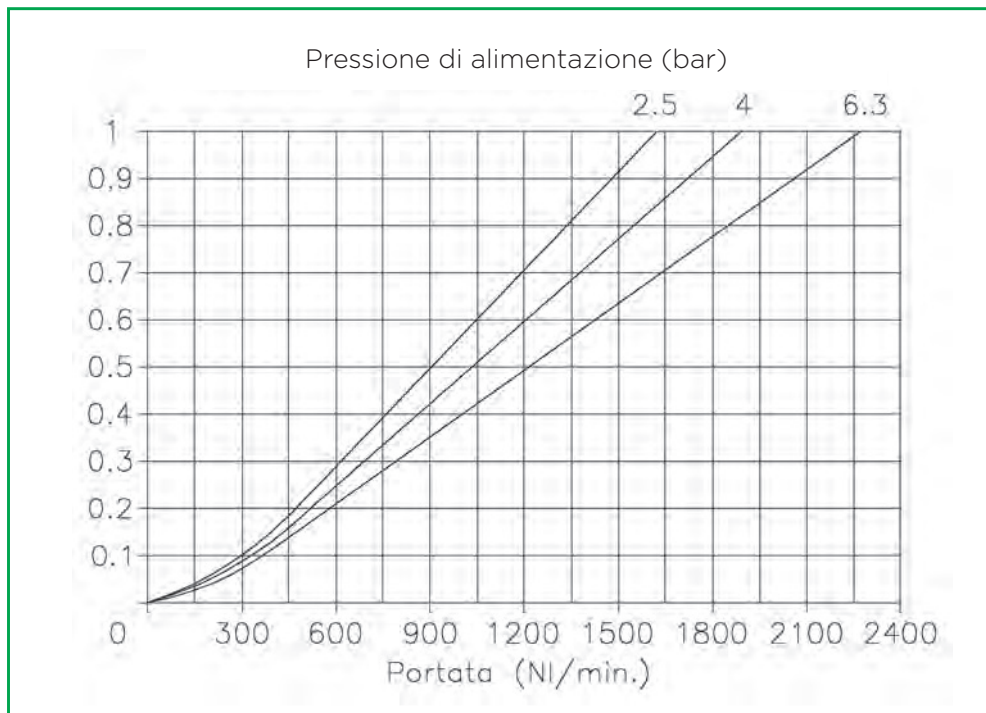
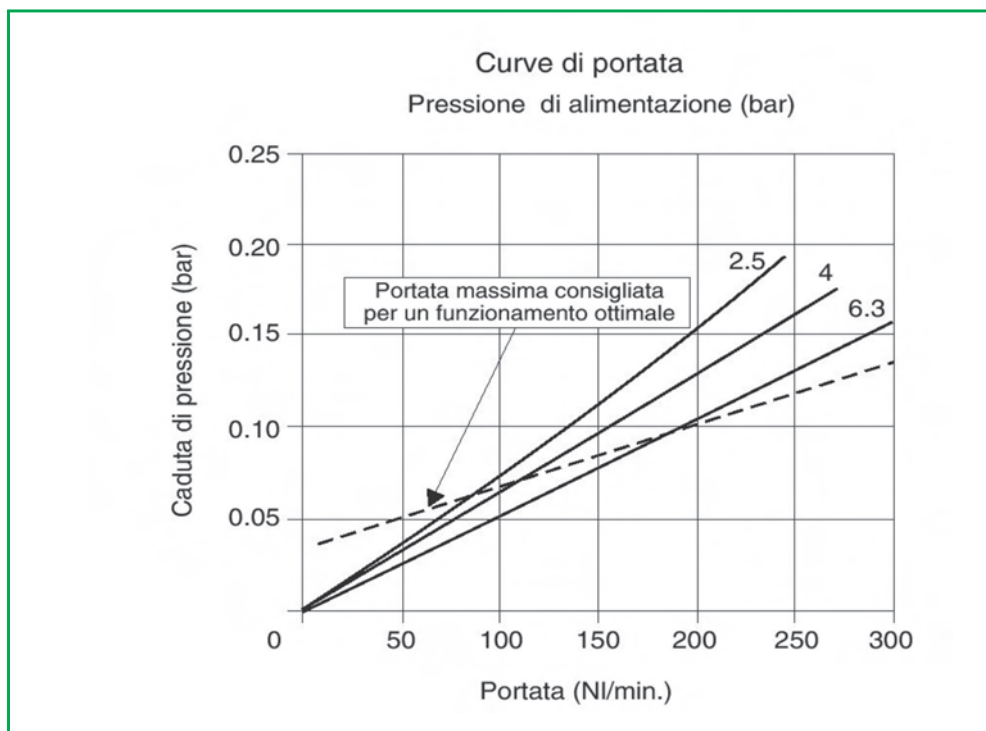
TRATTAMENTO DELL'ARIA COMPRESSA

Una volta distribuita, l'aria compressa , necessita di un successivo trattamento allo scopo di renderla idonea alle apparecchiature pneumatiche che andrà ad alimentare. Renderla idonea significa separare corpi estranei ancora contenuti nell'aria eliminando le impurità con una adeguata filtrazione, ridurre e stabilizzare la pressione che in rete è variabile ad un valore più basso e costante di quello esistente nell'impianto di distribuzione. Quando necessario, fornire olio lubrificante, sotto forma di nebbia o micronebbia, alle parti in movimento degli apparecchi.
La struttura di un gruppo di trattamento aria è costituito da:
- **Filtro**
- **Riduttore di pressione e manometro**
- **Lubrificatore** (quando necessario)

11.1 FILTRI

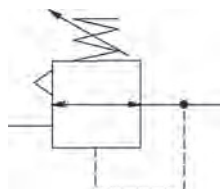
I filtri hanno la funzione di eliminare dall'aria compressa eventuali particelle solide e l'umidità condensata.

È noto che l'aria non contiene solo vapor d'acqua, ma anche particelle solide e vapori di olio degradato provenienti dal compressore ecc.
Il compito del filtro, nelle utenze, è quello di completare l'opera di pulizia dell'aria iniziata all'atto della produzione, quando i filtri di aspirazione e quelli di linea, hanno effettuato la prima grossolana azione di filtraggio.

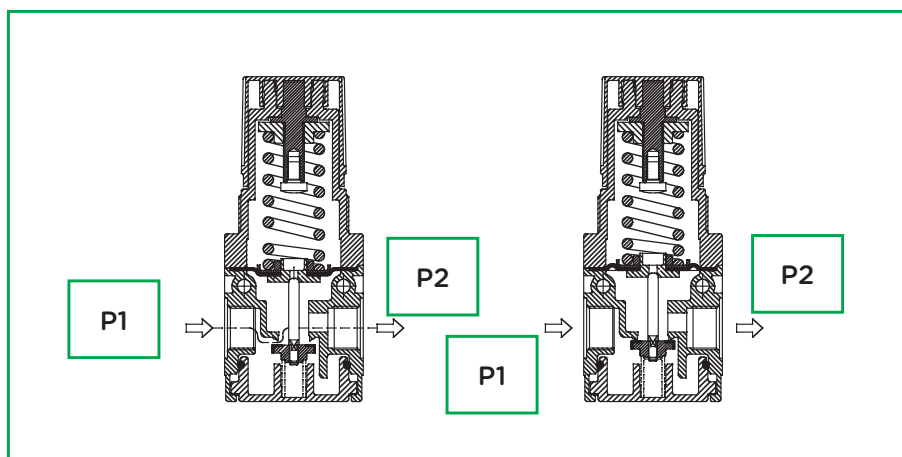
Scarico manuale

Scarico automatico

Riferendoci alla figura, l'aria entra nella parte superiore dell'apparecchio (IN) ed incontra un deflettore fisso ad alette inclinate che gli impone un andamento rotatorio piuttosto violento. Le gocce d'acqua e le impurità solide di dimensioni più grandi vengono, per effetto della forza centrifuga, proiettate contro la parete del bicchiere e cadono per gravità sul fondo dello stesso.
Il contenuto del bicchiere è protetto dalla zona turbolenta superiore da un separatore che fa da schermo, mantenendo la parte inferiore in quiete. Questo permette che l'acqua rimanga sul fondo senza essere risucchiata in rete.
Prima di uscire dall'apparecchio, l'aria è costretta a passare attraverso una cartuccia filtrante che ha il compito di trattenere le impurità più piccole, per poi transitare verso l'uscita (OUT). La cartuccia, o elemento filtrante, viene classificata in base alla propria porosità e determina la particella di impurità più piccola che è in grado di trattenere. Ad esempio un filtro da 50 micron trattiene tutte le particelle che abbiano diametro nominale uguale o superiore a 50 micron.
Vengono comunque previste cartucce per filtrazioni più spinte: 5 e 20 micron.
La tazza è realizzata con materiali trasparenti ad alta resistenza come il policarbonato od il nylon e protetta da involucri di tecnopolimero antiurto. Sono previste per le taglie più grandi o per applicazioni particolari protezioni metalliche .
Nella parte inferiore della tazza è situato un dispositivo di scarico della condensa, che può essere un semplice rubinetto azionato manualmente oppure di tipo automatico a galleggiante.

Per applicazioni dove la filtrazione deve essere più spinta o per particolari esigenze si può utilizzare un filtro che è in grado di togliere all'aria le particelle di olio e la residua micro condensa favorendo l'agglomerazione delle particelle liquide fino a formare gocce che precipitano sul fondo del bicchiere. La porosità della cartuccia, formata da fibre avvolte è di 0,1 micron e permette di avere dell'aria tecnicamente esente da olio al 99,97%. Detti filtri utilizzano il principio fisico della coalescenza per questo vengono chiamati micro filtri a coalescenza.
È necessario però che questo filtro venga preceduto da un pre filtro con soglia di filtrazione di 5 micron per impedire una rapida contaminazione della cartuccia coalescente.

Il prefiltro arresta le impurità solide con diametro nominale di 5 o più micron, il secondo, oltre ad arrestare le rimanenti impurità solide fino a 0,1 micron, trasforma in stato liquido le particelle d'acqua e di olio in sospensione e le convoglia sul fondo del bicchiere.
E' utile ricordare che tutti i filtri hanno bisogno di periodica manutenzione per la rimozione e sostituzione delle cartucce contaminate dallo sporco e per l'evacuazione del liquido accumulato nella tazza quando lo scarico sia manuale.
Una cartuccia satura produce perdite di carico più elevate del normale a parità di portata.
Il dimensionamento viene fatto considerando le portate richieste e la caduta di pressione ammessa tra ingresso ed uscita.
Per un buon funzionamento il filtro deve avere una caduta di almeno 0,1 bar.
Il costruttore indica nella documentazione tecnica, dati di portata/caduta a differenti pressioni di alimentazione, ricavabili da diagrammi, che consentono la corretta scelta dell'apparecchio.

Filtro standard (5 – 50 micron)

Filtro a coalescenza (0,1 micron)

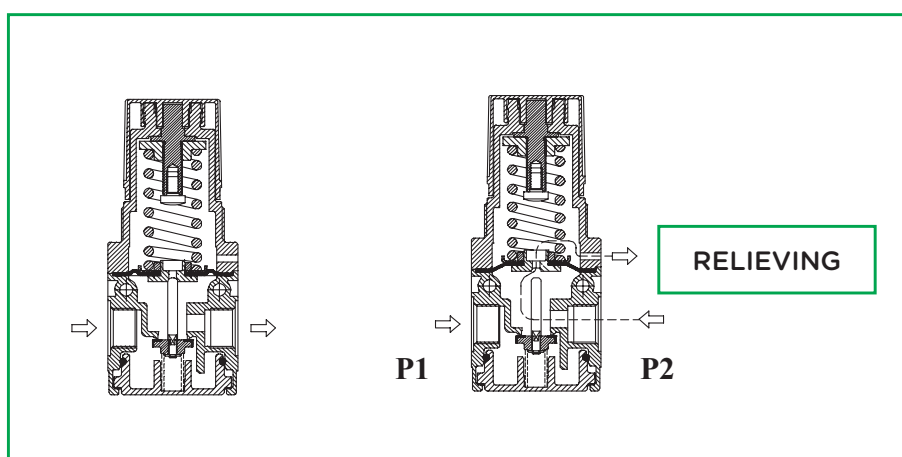
Questi diagrammi servono come esempio per la scelta del filtro corretto.
Se il fabbisogno in portata fosse, per un filtro standard di 900 Nl/min con pressione di alimentazione di circa 6 bar, risalendo dall'asse delle portate sino ad incontrare la curva relativa di 6,3 bar, potremo riscontrare una caduta di pressione, sul relativo asse verticale, di 0.35 bar. Significa che durante l'assorbimento della portata citata la pressione a valle del filtro decade a circa 5,9 bar.
Il diagramma evidenzia inoltre che, se il fabbisogno di aria dovesse aumentare considerevolmente, la caduta aumenta con essa fino a diventare inaccettabile quando il suo valore è circa 1 bar. Scegliere, in questi casi, l'apparecchio di taglia superiore.
Per i filtri a coalescenza la portata è inferiore a parità di taglia a causa della porosità della cartuccia e per un funzionamento ottimale è bene attenersi alle indicazioni descritte dal diagramma relativo.
Tutti i valori di portata/caduta contenuti nell'area sottostante la linea tratteggiata sono da considerarsi corretti.

11.2 RIDUTTORI DI PRESSIONE

Il riduttore di pressione è un dispositivo che consente di ridurre e stabilizzare la pressione dell'aria a disposizione nell'impianto.
Funziona secondo il principio della proporzionalità erogando in uscita una pressione proporzionale ad un segnale di riferimento.
Il suo utilizzo è sempre necessario per fornire alle apparecchiature a valle la pressione corretta per il loro funzionamento.
Il segnale di riferimento, nella maggior parte dei casi, è costituito dalla forza sviluppata caricando una molla attraverso una vite di regolazione.
Più alta sarà la forza sviluppata, più alta sarà la pressione restituita all'uscita.

Funzionamento

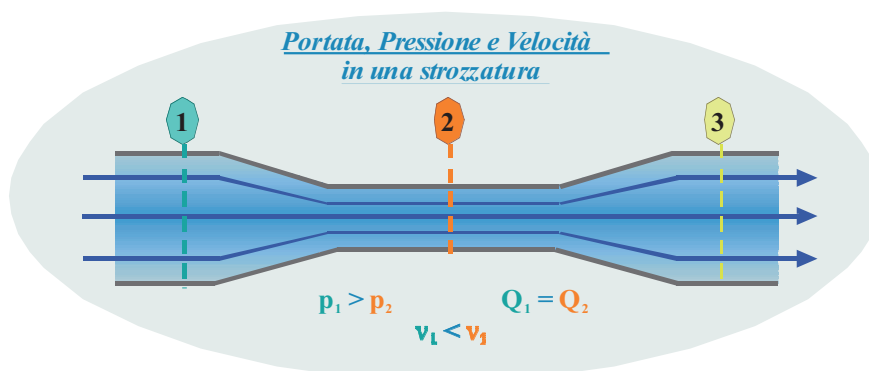
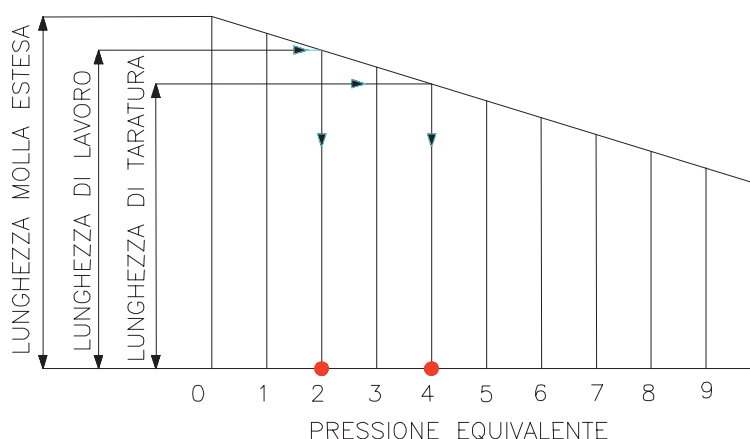
Per impostare una pressione secondaria, che dovrà per forza essere minore di quella di alimentazione, bisogna agire su di una vite che carica la molla di regolazione la quale, agendo su di una membrana, spinge un'asta solidale con un otturatore.

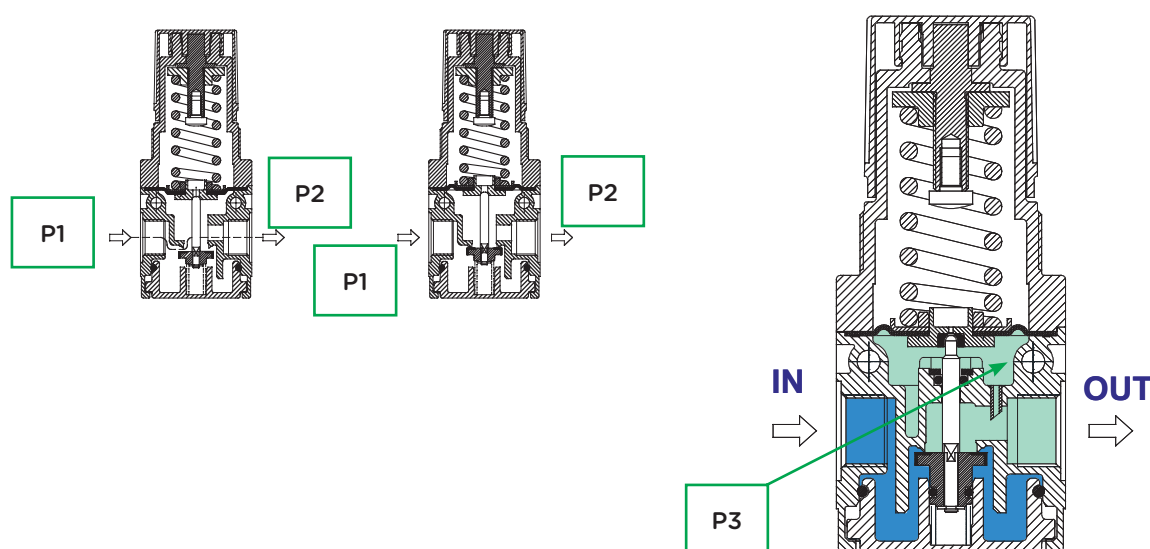
Questa azione permette l'apertura di un passaggio d'aria dall'ingresso verso l'uscita.
Chiameremo P1 la pressione primaria e P2 la pressione secondaria.
P2, che alimenta l'impianto a valle, sale e comincia a reagire sulla superficie inferiore della membrana contrastando la forza della molla che agisce sulla parte superiore.

Al raggiungimento dell'equilibrio tra le due forze la valvola ad otturatore si riporta nella posizione di chiusura. Quando è richiesto un consumo, P2 diminuisce e con essa la forza antagonista sulla parte inferiore della membrana. L'otturatore si muove verso il basso aprendo un passaggio che permette di compensare il consumo.
Senza consumi d'aria l'otturatore è chiuso.

Funzione relieving

Se per qualsiasi motivo la pressione P2 dovesse salire al di sopra del valore impostato, la membrana si solleva allontanandosi dall'astina dell'otturatore.
Un piccolo foro, praticato al centro della membrana, viene liberato scaricando l'eccesso all'atmosfera attraverso un foro presente sulla campana.
Questa funzione viene chiamata relieving.

Compensazione della portata

Con consumi di aria elevati, l'otturatore è molto aperto e la molla che agisce sulla membrana è estesa tanto quanto la corsa effettuata dall'otturatore stesso.
La forza esercitata dalla molla è più debole se paragonata a quella espressa ad otturatore chiuso (valore impostato).
L'equilibrio tra le due forze (molla/pressione P2) avviene ad un valore più basso.
Se osserviamo il diagramma vedremo che la pressione equivalente alla forza sviluppata dalla molla si attesta ad un valore molto più basso di quello di taratura.
Sarebbe necessario aumentare la portata ad un valore più elevato di quanto sia il consumo. Per fare questo occorre sfruttare il principio fisico del tubo **Venturi**.

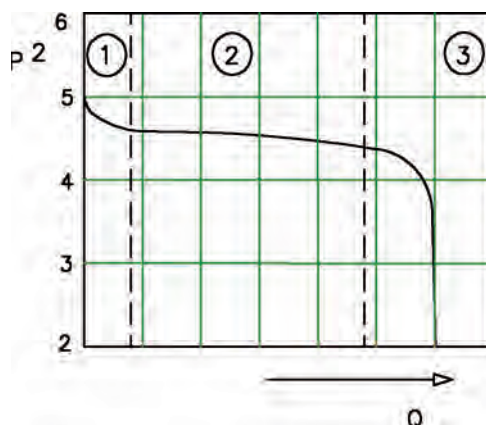
Diagramma molla pressione equivalente

È utile ricordare che il principio di Venturi è basato sulla diminuzione di sezione in un tubo attraversato da un fluido qualsiasi, sia esso liquido che gassoso.

Nella figura riportata alla pagina precedente è schematizzata la situazione della restrizione di sezione di detto tubo e, dal settore 1 il fluido transita nel settore 2. La velocità del fluido aumenta immediatamente dopo la restrizione e la pressione P2 diminuisce rispetto a P1 rimanendo invariata la portata. La pressione aumenta nuovamente quando la sezione ritorna al valore iniziale, settore 3.

Come si può notare, la camera di P2 non è più in diretto contatto con la parte inferiore della membrana. È stata infatti creata una terza camera P3 connessa a P2 attraverso un piccolo foro situato nel punto di restrizione in direzione dell'uscita ricreando la situazione del tubo Venturi.
In una simile situazione la parte sottostante della membrana " sente " una pressione inferiore a quella realmente presente in uscita (P2) costringendo la molla ad estendersi ulteriormente e di conseguenza all'otturatore di aprire di più.
Ciò permette di incrementare la portata e di fornire più aria di quanta se ne stia consumando. Un tubetto, con l'estremità tagliata obliqua orientata verso l'uscita situato al centro del flusso in corrispondenza della restrizione, accentua l'effetto Venturi compensando adeguatamente la portata.

Compensazione della pressione (bilanciamento dell'otturatore)

La pressione in ingresso P1 è sottoposta alle oscillazioni presenti nella rete di distribuzione, oscillazioni che influenzano la pressione regolata P2. Infatti si possono notare aumenti di pressione in P2 quando P1 diminuisce di valore e diminuzioni in P2, quando P1 cresce, Questo fenomeno è causato da differenti valori di superfici esposte alla pressione sulle due facce dell'otturatore. È sufficiente che le forze in gioco contrapposte si eguaglino per annullarsi a vicenda in modo tale che le oscillazioni di pressione in ingresso non influenzino più la pressione regolata in uscita.

Dimensionamento del riduttore

Il riduttore deve essere dimensionato per potere soddisfare la portata richiesta con una accettabile caduta della pressione impostata. La capacità di portata dell'apparecchio dipende dalla taglia ed i dati caratteristici vengono riportati sui diagrammi che i costruttori di apparecchiature pneumatiche inseriscono nelle proprie documentazioni tecniche.

La curva rappresentata nel diagramma è divisa in tre settori:

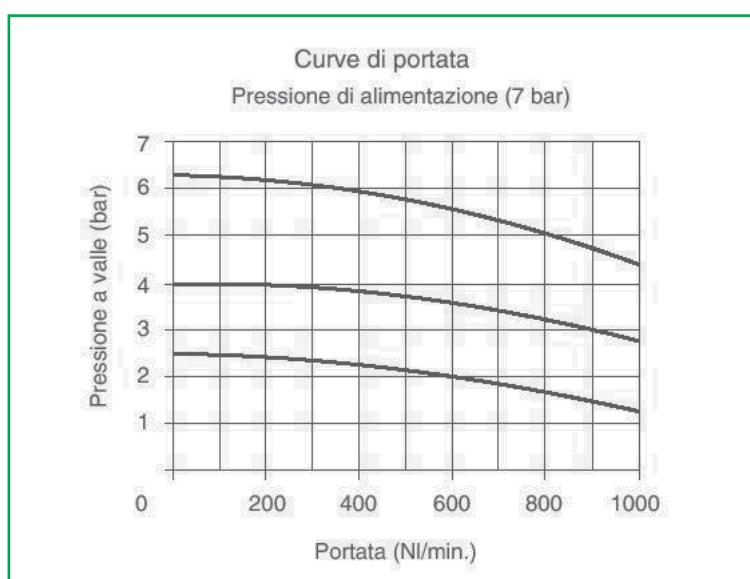
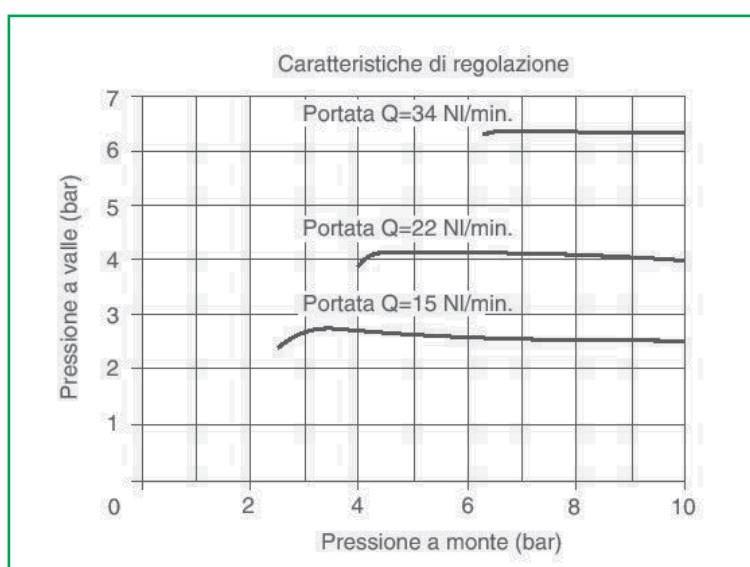
1) Condizione iniziale con otturatore aperto con una piccola luce di passaggio che non consente alcuna regolazione vista la richiesta di aria in portata molto bassa. Impossibile qualsiasi risposta al variare della richiesta di aria in portata.

2) Campo di regolazione utilizzabile

3) Condizione critica in cui l'otturatore è completamente aperto con massima richiesta di aria in portata. L'aria raggiunge la massima velocità consentita e la pressione P2 decade vertiginosamente.

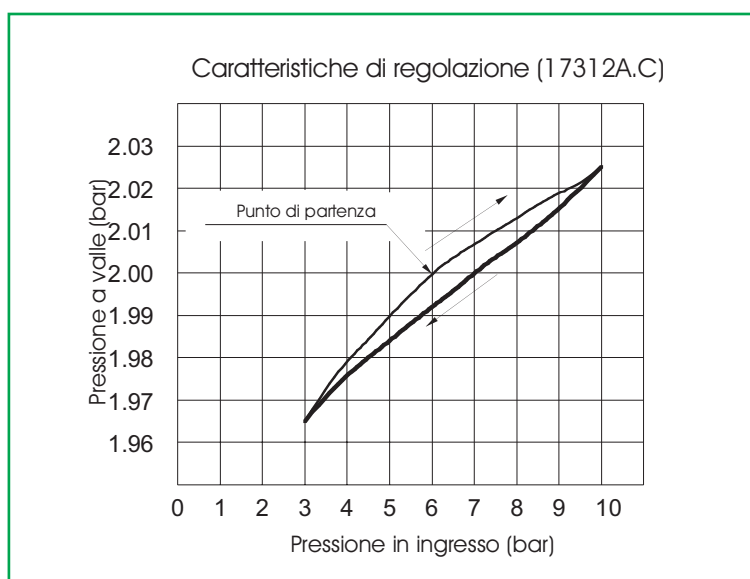
La zona indicata con il numero 2 è quella che viene rappresentata nei diagrammi per la scelta del riduttore. Vengono tagliate le zone 1 e 3 che rappresentano condizioni non idonee per il funzionamento corretto dell'apparecchio.
Un ampio campo di regolazione richiede una molla con caratteristiche di reazione più forti che quelle previste per un campo meno ampio, visto che lo spazio disponibile per l'alloggiamento della molla è fisso.
Se, ad esempio, volessimo impostare una pressione in uscita P2 di 1,5 bar dovremmo usare una molla tarata per regolazione da 0 a 4 bar e non una molla che preveda la regolazione massima da 0 a 12 bar.
Anche se apparentemente la molla più rigida soddisferebbe la condizione di regolazione prevista, bisogna tenere conto che una piccola compressione di questa , insisterebbe con una forza sufficiente sulla parte anteriore della membrana per imporre in uscita la pressione prevista di 1,5 bar.
L'otturatore aprirebbe una piccola luce di passaggio e ci troveremmo esattamente nella situazione di lavoro nel settore 1 del diagramma illustrato, condizione non corretta come già detto.

Al contrario, utilizzando la molla da 0 a 4 bar, la molla necessita di una compressione maggiore per esprimere la medesima reazione e, consentendo una maggiore corsa all'otturatore, lavora nella zona 2 del diagramma in condizioni di corretto funzionamento. È intuibile che volendo lavorare con pressione regolata vicino ai 4 bar, utilizzando la medesima molla, ci sposteremmo nella zona 3 del diagramma e qualsiasi richiesta di portata in più non potrebbe essere soddisfatta.

Curve caratteristiche

Curva di portata e relative cadute in P2 a differenti pressioni di alimentazione

Variazione della pressione a valle P2 in funzione della variazione della pressione P1

Il primo diagramma si riferisce alla scelta del riduttore in funzione della portata necessaria.
Se il consumo richiesto fosse di 400 Nl/min, e regolassimo la pressione in uscita a 6,3 bar con P1= 7 bar, durante l'assorbimento di questa portata avremmo in P2 una caduta di pressione di circa 0,3 bar. Incrementando la portata aumenta naturalmente la caduta.
Il secondo diagramma mostra l'influenza della pressione di alimentazione sulla pressione P2 impostata. Si impone, a diverse pressioni regolate, un consumo fisso e si verifica quale sia la variazione del valore impostato alle differenti pressioni P1.
La caratteristica ideale sarebbe una linea parallela all'asse delle pressioni a monte perché significherebbe un perfetto bilanciamento a meno del ricciolo iniziale della curva dove, pressione di alimentazione e pressione regolata hanno il medesimo valore.

Isteresi

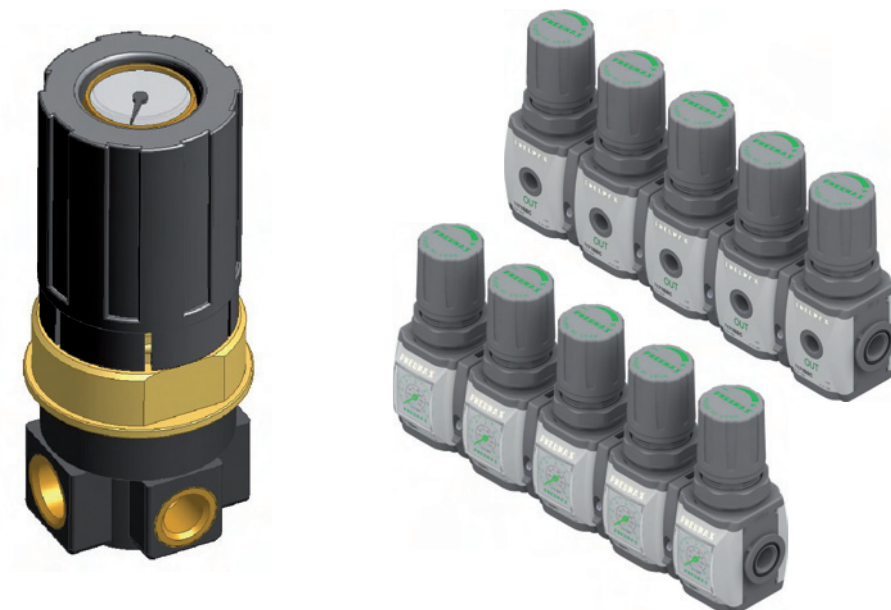
L'isteresi è il fenomeno che influisce sulle caratteristiche P1/P2.
In un sistema di trasmissione meccanico l'isteresi è dovuta ai giochi e dagli attriti degli organi in movimento.

In un sistema pneumatico ciò è dovuto agli attriti delle guarnizioni, alla deformazione unilaterale delle guarnizioni a tenuta frontale quando vengono compresse sulla sede di tenuta ed alla resistenza meccanica dovuta alla deformazione della membrana.
Allo scopo la sua forma non è piatta ma ondulata per ridurre al massimo tale resistenza.
Isteresi, deriva dal greco “histerein” che significa stare dietro o arrivare troppo tardi.
Se prendiamo come esempio un treno con 10 vagoni, durante la marcia in avanti, la locomotiva, che è il valore dominante, ha una certa distanza rispetto l'ultimo vagone.
Durante la marcia a ritroso, questa distanza diminuisce.
Ciò è dovuto al fatto che l'agganciamento dei vagoni ha un certo gioco, mentre all'indietro i vagoni si toccano con i loro respingenti.

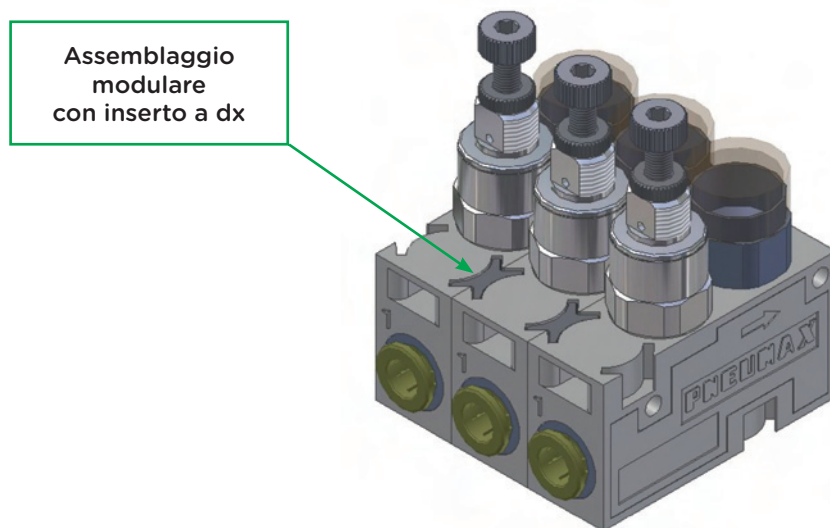
Questo serve semplicemente per spiegare i due differenti valori di P2 alla stessa P1 se considerata come valore impostato di P1 in salita piuttosto che in discesa.
P2 segue sempre un po' in ritardo la variazione di P1 che è la variabile prevalente.
Più le curve sono inclinate, più alta è l'influenza di P1 su P2, più largo è lo spazio tra le due curve, più forte è l'effetto dell'isteresi.

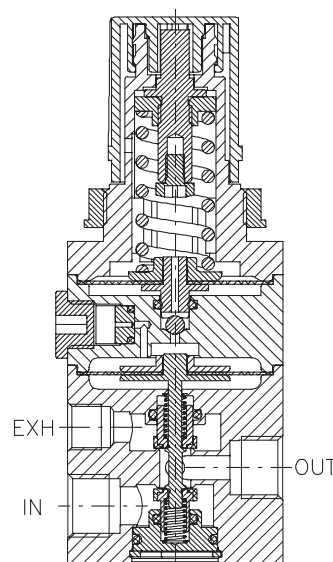
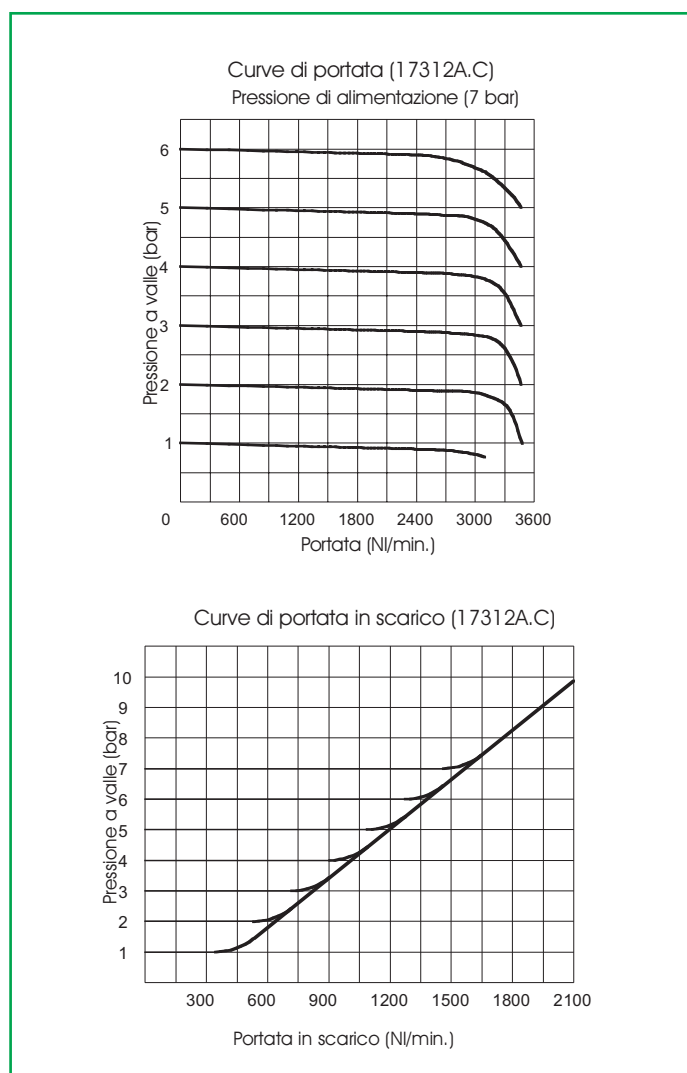
Ripetibilità

Questo termine definisce la deviazione dal valore di P2 impostato quando venga tolta la pressione P1 in alimentazione e poi ripristinata.
L'indicazione è espressa in % del valore di P2 impostato.

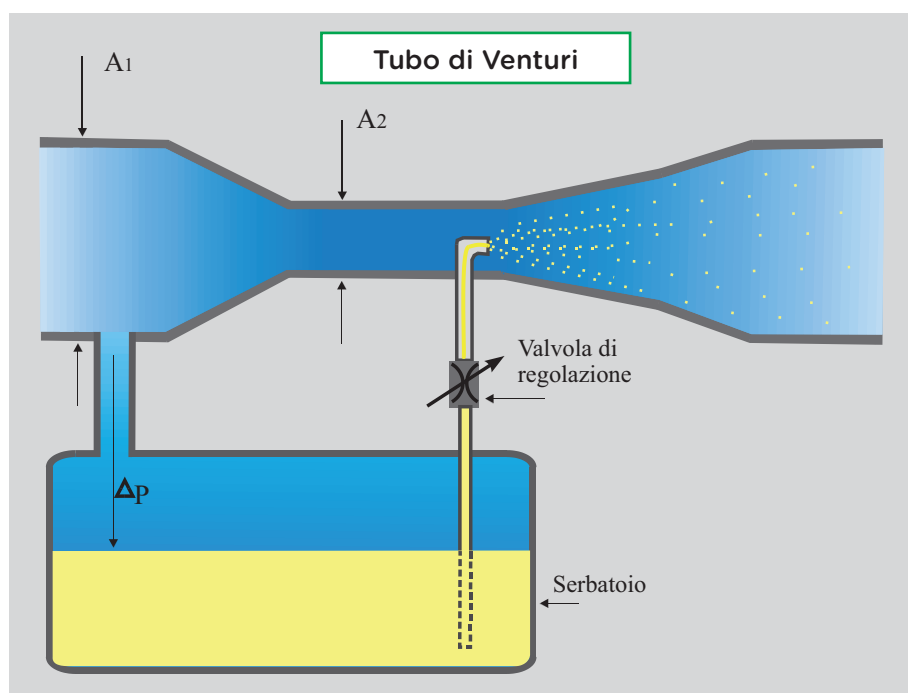
Altri riduttori

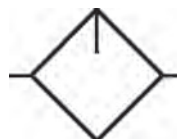
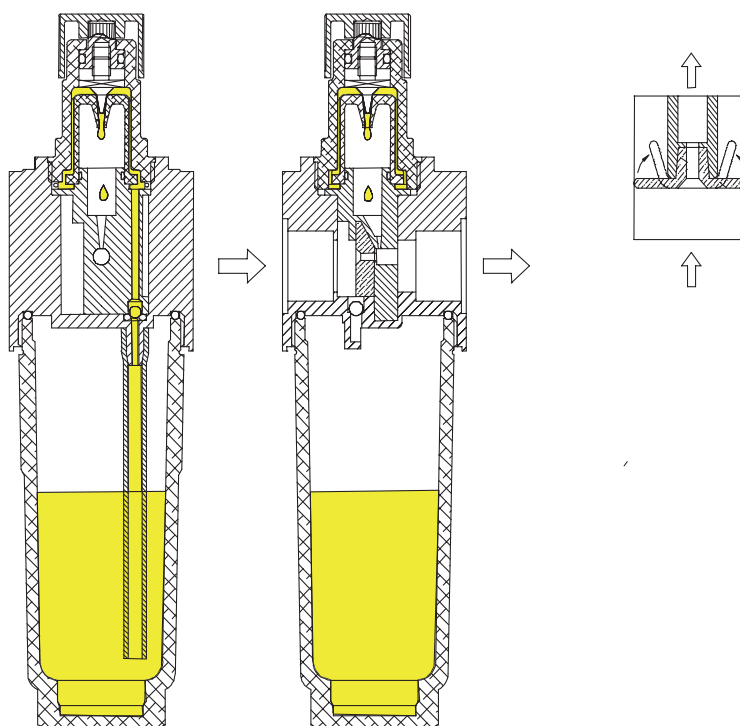
Alcune volte può essere vantaggioso l'utilizzo di particolari riduttori che inglobano nella manopola di regolazione il manometro che indica la pressione secondaria.

Questo permette di evitare la foratura sul pannello di controllo della macchina con evidente risparmio di tempo e denaro. Il diametro del manometro è ovviamente ridotto per permettere l'alloggiamento diretto. Se la situazione richiede di poter leggere sul quadrante la pressione anche da distanze relativamente lunghe, questo tipo di soluzione è sconsigliata.
Se fosse necessario alimentare una batteria di riduttori con la medesima linea, si possono utilizzare apparecchiature studiate allo scopo assemblabili modularmene con un assemblaggio semplice e veloce sulla linea di alimentazione comune.
L'uscita, che nei riduttori standard è opposta ed in linea con l'alimentazione, ora viene situata sull'attacco che normalmente è dedicato al manometro a 90° rispetto l'alimentazione stessa.

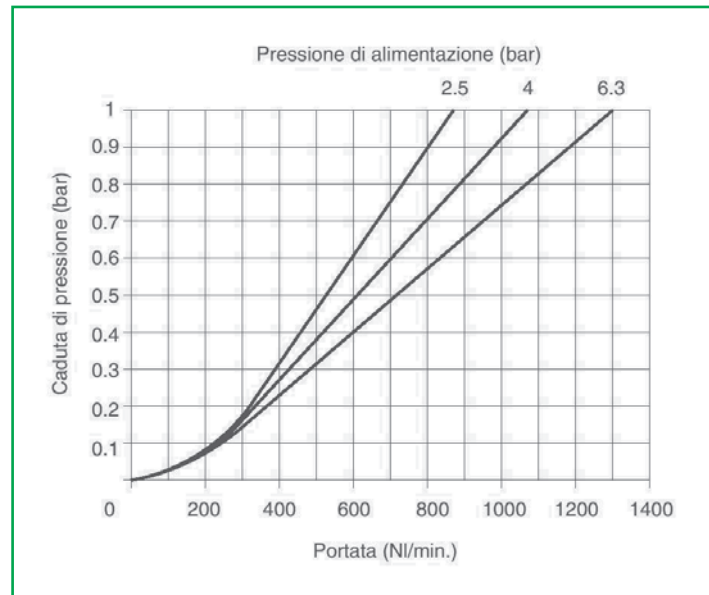
Anche in versione miniaturizzata sono possibili soluzioni simili che inglobano il sistema di assemblaggio modulare con a bordo il proprio indicatore di pressione.

Riduttori di precisione

I riduttori di pressione di precisione garantiscono il mantenimento della pressione secondaria impostata ad un valore pressoché perfetto se la prestazione è mantenuta entro i limiti consigliati dalla documentazione tecnica.
Il funzionamento si basa sul medesimo principio del riduttore standard con la differenza che il controllo della pressione secondaria è affidato ad un sistema a doppia membrana. La prima membrana nella parte superiore, spinta dalla molla, intercetta una fuga d'aria (5 Nl/min) tramite una sfera su di un foro calibrato.

Questo crea nella camera sottostante una pressione che agisce sulla parte superiore della seconda membrana la quale spinge verso il basso l'otturatore. Dall'ingresso IN l'aria è libera di fluire verso l'uscita OUT ed alimentare il circuito a valle. La parte inferiore della seconda membrana " sente " il valore di pressione in uscita e la forza di reazione generata controbilancerà alla fine quella che insiste sulla parte superiore chiudendo l'otturatore. Qualsiasi richiesta d'aria all'utilizzo sbilancerà il sistema ed immediatamente l'otturatore si aprirà per sopperire alla richiesta.
La prontezza nella risposta è caratteristica fondamentale di un apparecchio di questo tipo, sia in alimentazione che in scarico. Al contrario del riduttore standard, quello di precisione, ha una via di scarico di notevole portata permettendo un pronto ripristino dei valori impostati anche in caso di sovra pressioni a valle.

Come si può notare dall'esempio mostrato sul primo diagramma, la pressione a valle rimane costante anche con notevoli assorbimenti di aria prima di decadere rapidamente al raggiungimento della portata critica. L'andamento delle curve di portata è infatti quasi parallelo all'asse orizzontale. Per quanto riguarda il diagramma lo scarico si può vedere la notevole portata nelle diverse situazioni di pressione impostata a valle.

11.3 LUBRIFICATORI

Il lubrificatore ha la funzione di inviare olio di lubrificazione verso le apparecchiature dell'impianto quando questo sia necessario.
Ormai, la lubrificazione tende ad essere sempre meno usata in quanto gli apparecchi che vengono utilizzati sono idonei al funzionamento senza apporto ulteriore di olio lubrificante. La necessità di lubrificare nasce in applicazioni particolari, quali prestazioni a frequenze elevate oppure in presenza di attuatori con lunghe corse e velocità elevate di attuazione.
Quando ad un impianto si fornisce lubrificazione anche una sola volta, bisogna continuare a lubrificare sempre, anche se le apparecchiature sono dichiarate idonee per un funzionamento senza apporto di lubrificante.
Infatti, l'olio tende a dilavare i grassi utilizzati all'atto del montaggio sui particolari in movimento e quindi se non venisse erogata la lubrificazione, dopo alcune manovre, si verificherebbe la condizione di funzionamento a secco.
Anche il lubrificatore sfrutta, per il suo funzionamento, il principio di Venturi, quindi ha bisogno di essere attraversato da un flusso di aria che inneschi il fenomeno.

Il disegno mostra schematicamente il funzionamento del lubrificatore e come la nebbia di olio venga trasportata in sospensione lungo le condotte dell'aria compressa.
Si crea una differenza di pressione tra la sezione del tubo A1 ed A2. Nella sezione A2 la pressione diminuisce ed aumenta la velocità del flusso. Questa differenza di pressione provoca l'aspirazione dell'olio del serbatoio che sale lungo il tubicino.
Una valvola regolatrice di flusso dosa l'olio che viene immesso nella zona nella quale l'aria transita più velocemente. Le gocce vengono frantumate dall'aria e le parti più

piccole trascinate con essa in sospensione. La miscela aria/olio può percorrere distanze relativamente lunghe (anche 10-12 metri) dipende però dalla conformazione dell'impianto.
Se il flusso di aria deve transitare attraverso raccordi a gomito, T etc. questa distanza si può drasticamente ridurre. Bisogna comunque tenere presente che la maggior parte dell'olio di lubrificazione sarà inviato in quelle zone del circuito in cui l'assorbimento di portata è maggiore.

Bisogna sempre utilizzare olio compatibile con le mescole delle guarnizioni utilizzate sulle apparecchiature da lubrificare. Un olio non compatibile genera danni irreversibili provocando rigonfiamenti o riduzioni di volume delle guarnizioni con le quali entra in contatto. Inceppamenti o perdite di aria eccessive sono i danni comunemente riscontrabili.
Nessun lubrificatore può quindi funzionare se l'olio introdotto è inadatto.
Non è sufficiente che possa essere facilmente polverizzato dall'aria compressa, ma deve avere anche altre qualità necessarie per un ottima lubrificazione quali la purezza e la stabilità all'ossidazione.
Olii per motori di autoveicoli non sono utilizzabili a causa degli additivi per ridurre i cambiamenti di viscosità su una ampia gamma di temperature oppure per evitare formazioni di schiume etc.
Una viscosità che varia tra 23 e 32 cSt (centiStokes) consente una buona polverizzazione e la formazione di una buona pellicola.
L'olio fluisce lungo le pareti interne delle tubazioni ma può incontrare ostacoli costituiti da raccordi a gomito, a T ecc. che gli impediscono di raggiungere i punti più lontani da lubrificare. Per questo motivo un impianto dotato di lubrificatore deve essere progettato con attenzione.
L'olio utilizzato viene poi espulso attraverso gli scarichi delle valvole e, se disperso nell'ambiente, può risultare nocivo alla salute se la sua concentrazione supera i 5 mg/m^3.
È consigliabile utilizzare dei depuratori di scarico che separano l'olio dall'aria e lo raccolgono in una tazza.

Lo spaccato del lubrificatore evidenzia la tazza contenente l'olio con il relativo tubo di aspirazione ed il gocciolatoio trasparente nella parte superiore che consente la visualizzazione del flusso di olio, con la propria valvola regolatrice . L'ingrandimento laterale mostra invece la valvola Venturi (le frecce indicano la direzione del flusso) con il foro centrale che rappresenta la restrizione. Delle alette flessibili laterali consentono il passaggio di portate più elevate rispetto alla capacità della valvola Venturi.
L'aria infatti scavalca la restrizione piegando le alette assicurando la portata necessaria. L'apporto di olio è regolato dall'utente che dovrà dosare, tramite la manopola di regolazione, il numero di gocce sufficienti per la corretta lubrificazione.
Circa 10 gocce di olio per ogni m^3 di aria consumata bastano per considerare il sistema lubrificato. Una valvola di non ritorno lungo il tubo di aspirazione permette all'olio di non tornare verso la tazza quando non ci sono richieste di aria. La quantità di olio nell'unità di volume è costante anche al variare del flusso. Non esistono calcoli o sistemi sicuri per stabilire la giusta quantità di olio da inviare nell'impianto, molto spesso la si trova grazie all'esperienza e tale quantità è bene che sia costante nel tempo. Una verifica periodica deve essere fatta per controllare che la tazza contenga olio lubrificante, se ciò non fosse possibile, bisogna dotare il lubrificatore di un indicatore che segnali un livello troppo basso dell'olio nella tazza.
È assolutamente sconsigliato l'utilizzo del lubrificatore in presenza di apparecchi dotati di piccoli orifizi o fori calibrati come riduttori di precisione, valvole proporzionali ecc. perché l'olio potrebbe ostruire il passaggio dell'aria compromettendone il funzionamento.
Il lubrificatore trova sempre meno utilizzo grazie ai grandi passi in avanti compiuti dai grassi lubrificanti i quali sono dotati di capacità adesive elevate. Questo consente una lunga permanenza nel punto di lubrificazione tanto da definirli di lunga durata.
Gli apparecchi lubrificati con questi grassi, ed adeguate guarnizioni, possono funzionare senza apporto di ulteriore olio lubrificante.

Curve caratteristiche

La scelta del lubrificatore viene determinata dal valore della portata necessaria per alimentare l'impianto e dalla relativa perdita di carico che si viene a determinare.
Il diagramma mostra con tre differenti pressioni di alimentazione, quali siano le differenti perdite di carico a parità di portata.

11.4 GRUPPI F.R.L.

I gruppi di condizionamento costituiscono un'unità indispensabile affinché l'aria fornita ai componenti pneumatici sia secca e pulita, regolata come pressione e lubrificata se necessario.

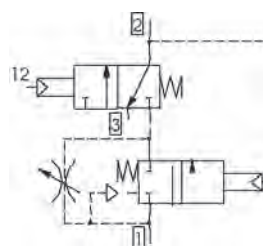
Sono costituiti da un filtro, da un riduttore di pressione e da un lubrificatore interconnessi in un unico blocco. Vengono chiamati F.R.L. che sono le iniziali dei singoli componenti e vengono montati a monte delle apparecchiature nell'ordine indicato.

11.5 SCELTA DEL GRUPPO F.R.L.

Per una scelta del gruppo occorre analizzare i diagrammi di impiego che le aziende del settore elaborano tenendo comunque presente i requisiti necessari per una corretta applicazione.
Tali requisiti sono rappresentati dal grado di filtrazione richiesto, dalla portata d'aria necessaria, dalla pressione ridotta e dalla necessità o meno di lubrificazione.
In base a tutto questo si dovrà scegliere il gruppo di taglia adeguata.
In molti casi, tra riduttore e lubrificatore viene interposto un blocchetto con uscite supplementari per permettere il prelievo di aria priva di lubrificazione.
A completamento del gruppo scelto si aggiungeranno poi altre apparecchiature che non sono dedicate al trattamento dell'aria compressa ma che assolvono altri compiti e rendono funzionale allo scopo l'assieme composto.
Tali apparecchi sono:

11.6 AVVIATORE PROGRESSIVO

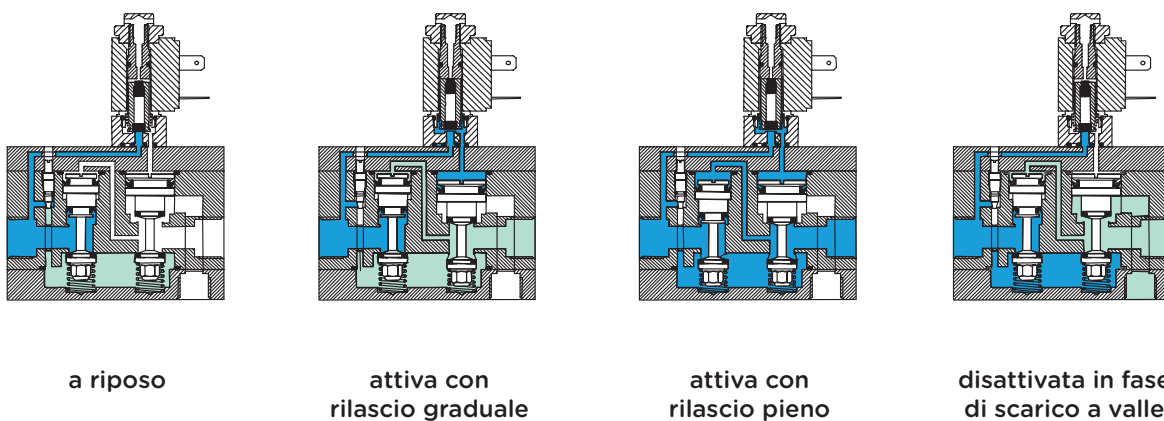
Quando si alimenta con aria compressa un circuito dopo averlo completamente scaricato (es. avvio della macchina il mattino) la pressione erogata dal riduttore di pressione riempie l'impianto completo e quindi anche gli attuatori con camere completamente vuote (pressione atmosferica).
Si potrebbero verificare movimenti degli organi della macchina indesiderati anche con velocità non controllabili. Tutto questo, oltre ad essere pericoloso, potrebbe compromettere la funzionalità della macchina stessa.
Per evitare simili disfunzioni occorre immettere l'aria nel circuito gradualmente in modo che tutti i punti del circuito vengano raggiunti dalla medesima pressione nello stesso momento.

azionamento pneumatico

Eventuali posizioni irregolari assunte da attuatori a causa della assenza di pressione nel circuito, vengono ripristinate in maniera “dolce “ in modo da prevenire riposizionamenti violenti con danni alle cose.
L'attivazione può essere effettuata inviando all'apparecchio un segnale elettrico oppure pneumatico.
L'avviatore progressivo è costituito da due valvole, connesse tra loro opportunamente che permettono di inviare aria compressa ad un circuito con immissione graduale fino ad una soglia di pressione prefissata, dopo di che, liberare la pressione piena in modo rapido.
L'apparecchio viene generalmente montato come ultimo elemento del gruppo di condizionamento.

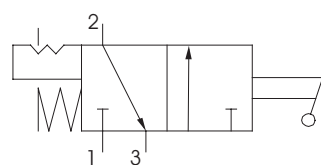
a riposo

attiva con
rilascio graduale

attiva con
rilascio pieno

disattivata in fase
di scarico a valle

Riferendoci ai simboli si può facilmente comprendere il modo di funzionamento.
Quando attivato il comando 12, l'aria dalla alimentazione 1 si presenta all'ingresso della valvola superiore attraverso un regolatore di flusso ed è libera di fluire verso l'uscita 2. Il regolatore di flusso ne gestisce la gradualità. La bocca di uscita 2 è anche connessa con l'attacco di comando della valvola inferiore. Al raggiungimento della soglia di pressione di commutazione di quest'ultima, la valvola apre il passaggio , fino a quel momento chiuso, verso la sua uscita che ora alimenta direttamente la valvola superiore scavalcando la strozzatura variabile. La piena pressione è così inviata verso il circuito.
Il gruppo è poi completato inserendo prima del filtro un valvola di intercettazione e scarico che permette di disconnettere dalla linea di distribuzione l'intero impianto ivi compreso il gruppo di condizionamento.

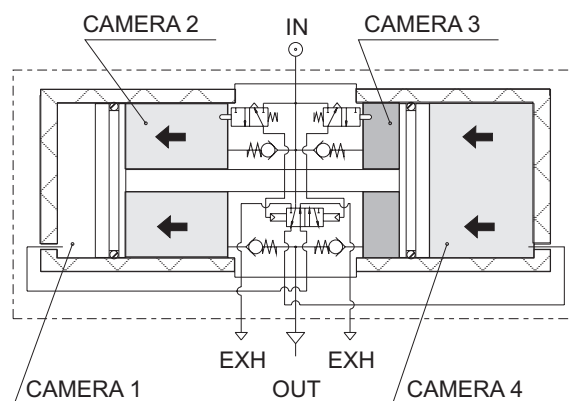
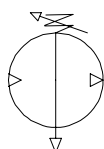
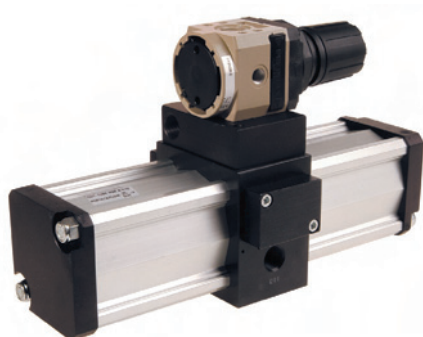
11.6 VALVOLA DI INTERCETTAZIONE

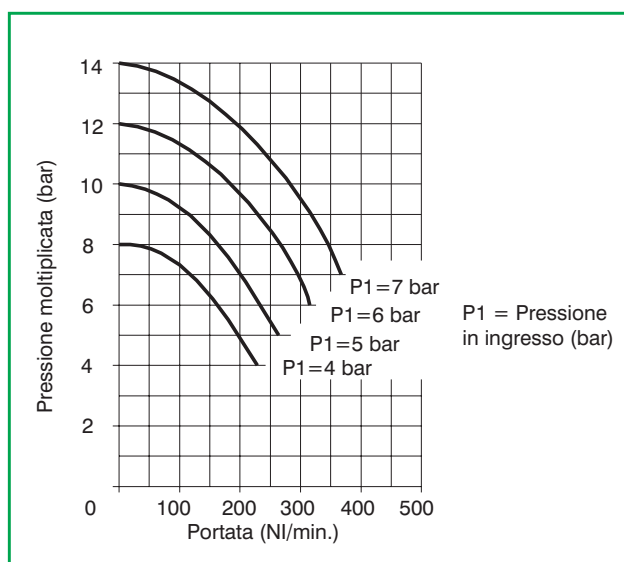
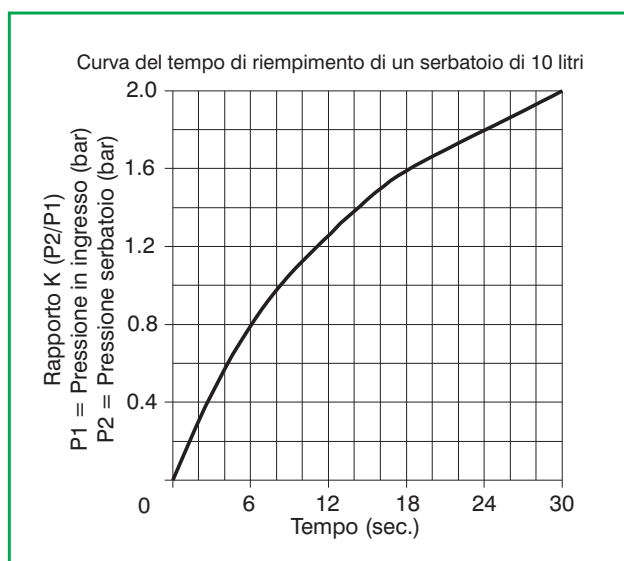
Questa ultima valvola può essere dotata di una fessura sulla manopola di azionamento che permette l'inserimento di un lucchetto . Solo il manutentore che possiede le chiavi può riavviare l'impianto compiendo l'operazione manutentiva senza che nessuno possa pressurizzare l'impianto durante questa operazione.

La figura che segue mostra l'assieme di un gruppo modulare completo.
Il simbolo semplificato rappresenta solo il filtro+riduttore+lubrificatore.

11.7 FILTRO RIDUTTORE

Il filtro riduttore è un apparecchio che integra nello stesso corpo un filtro ed un riduttore di pressione.
L'unità combinata mantiene le caratteristiche tecniche di ogni singolo apparecchio.
Come si può notare nella figura la parte inferiore è costituita dal filtro che provvede, con le medesime prestazioni della rispettiva taglia, a filtrare l'aria convogliandola poi nella parte superiore costituita dal riduttore che invia verso l'uscita la pressione regolata. L'unità così costituita permette un risparmio in termini di costo ed una riduzione di ingombri.

11.8 MOLTIPLICATORE DI PRESSIONE

Il moltiplicatore di pressione è un apparecchio che consente di inviare in uscita una pressione più alta rispetto a quella di alimentazione.
Il valore di questa pressione dipende dal fattore di moltiplicazione che l’apparecchio possiede.
Nella quasi totalità dei casi il fattore moltiplicativo corrisponde a due. Questo significa che la pressione erogata in uscita è di valore doppio rispetto a quella di alimentazione.

Il principio di funzionamento si basa sull’effetto pompa di un cilindro a quattro camere dove alternativamente, due camere spingono e comprimono l’aria presente nelle camera di moltiplicazione e l’ultima è posta in scarico.
Un circuito oscillante nella parte centrale del moltiplicatore, controllato da sensori di fine corsa, permette di inviare alternativamente aria ai due lati dell’apparecchio tramite una valvola di distribuzione..
Quattro valvole di non ritorno opportunamente collegate tra loro permettono di inviare l’aria verso l’uscita ma ne impediscono il ritorno.
Il sistema così concepito oscillerà in continuazione sino a quando la forza generata nelle due camere di spinta dai rispettivi pistoni controbilancerà quella generata nella camera di compressione dal proprio pistone.
Questo significa che la pressione che genera la forza agendo sul singolo pistone dovrà essere doppia rispetto a quella che genera la medesima forza agendo su due pistoni.
In uscita quindi otterremo una pressione doppia rispetto a quella in ingresso.
Alcune volte può accadere che sia necessario avere a disposizione in un solo punto dell’impianto un pressione più alta rispetto quella di utilizzo nella parte rimanente ed il moltiplicatore può risolvere il problema senza dovere dimensionare tutto il circuito per la pressione più alta di utilizzo ivi compreso il compressore.
Bisogna però ricordare che questa apparecchiatura deve essere utilizzata solo per moltiplicare la pressione e, conoscendo il consumo dell’utenza interessata, inserire un serbatoio di volume idoneo per l’accumulo. Al momento del bisogno il serbatoio provvederà alla fornitura di aria con pressione più alta all’utenza interessata.

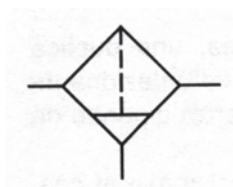
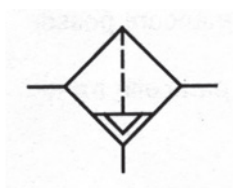
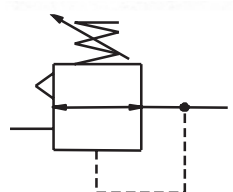
È necessario questo accorgimento perché in presenza di assorbimenti di aria il moltiplicatore continuerebbe ad oscillare inseguendo il consumo senza mai raggiungere il valore di pressione desiderato.

Come si può vedere dal diagramma, seguendo ad esempio la curva riferita ai 4 bar in alimentazione, il valore doppio di pressione in uscita si mantiene solo con portata zero. Introducendo consumi, la pressione in uscita diminuisce e con assorbimenti di 300 Nl/min il fattore di moltiplicazione diviene uno. Il moltiplicatore continua a pompare ma non ottiene alcun risultato.
È necessario quindi procedere come si è già detto considerando anche che l'apparecchio necessita di un certo tempo per caricare un certo volume al valore di pressione desiderato.

È possibile calcolare il tempo di riempimento di un volume noto per passare dalla pressione iniziale alla pressione finale tramite il moltiplicatore (rapporto uguale a 2).

P1 = pressione di ingresso del moltiplicatore
P2' = pressione iniziale nel serbatoio
P2" = pressione finale nel serbatoio
V = volume del serbatoio

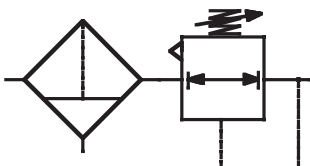
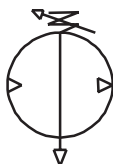
Bisogna inizialmente calcolare il rapporto K' tra la pressione iniziale nel serbatoio e la pressione in ingresso del moltiplicatore (P2'/P1).
Calcolare poi il rapporto K" tra la pressione finale nel serbatoio e la pressione in ingresso del moltiplicatore (P2"/P1).
Sul grafico individuare il punto di inserzione K, prendendo come riferimento il valore di K', con la curva e scendere per leggere il tempo corrispondente T'.
Ripetere l'operazione utilizzando questa volta il valore di K" e leggere il tempo corrispondente T".
Applicare a questo punto la seguente formula:

$$T = \frac{V}{10} \; (T'' - T')$$

Si ottiene così il tempo totale per portare il volume V dalla pressione P2' alla pressione finale P2".

RIEPILOGO SIMBOLI

Filtro con scarcio manuale

Filtro con scarcio automatico

Riduttore di pressione

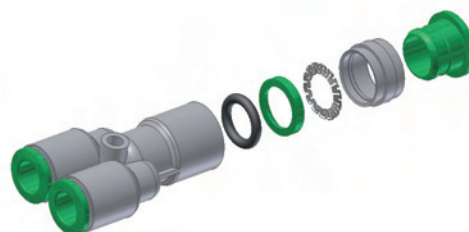
Lubrificatore

F.R.L. simbolo seplificato

Filtro riduttore integrato

Moltiplicatore di pressione

Capitolo 12

RACCORDI

RACCORDI, TUBI ED INNESTI RAPIDI

I componenti dei circuiti pneumatici vengono connessi tra loro mediante raccordi, tubi che consentono il trasporto dei segnali e l'alimentazione a valvole ed attuatori.

I raccordi più comunemente usati sono quelli definiti ad innesto rapido. Il collegamento e lo scollegamento sono estremamente veloci ed i tubi usati per questi tipi di raccordo sono in materiale plastico (Nylon o Poliuretano).
Il raccordo al proprio interno, monta un anello o ring di tenuta ed una pinza elastica per il bloccaggio del tubo. Il tubo viene spinto fino allo spallamento di arresto e la pinza, come detto, provvede a trattenerlo in sede. Per potere estrarre il tubo è necessario premere la ghiera che fuoriesce dalla estremità superiore del raccordo e tirare per disimpegnare la pinza elastica dal tubo stesso. I tubi impiegati debbono essere calibrati.
I tubi collegabili ai raccordi hanno diversi diametri e sono per dimensione, congruenti con le filettature del raccordo stesso.

Il filetto **M5** riceve tubi di Ø esterno 4-5 e 6 mm
Il filetto **G1/8** riceve tubi di Ø esterno 4-5-6-8 mm
Il filetto **G1/4** riceve tubi di Ø esterno 4-5-6-8-10 e 12 mm
Il filetto **G3/8** riceve tubi di Ø esterno 8-10-12 e 14 mm
Il filetto **G1/2** riceve tubi di Ø esterno 12 e 14 mm

I medesimi tubi alloggiano anche in quei raccordi che sono privi di filettatura in quanto intermedi, e vengono dotati di innesto rapido su tutte le bocche disponibili.
Possono essere gomiti, derivazioni a T o ad Y, raccordi diritti con riduzione del diametro del tubo su una delle due bocche etc.
Le versioni disponibili per una gamma completa di raccordi sono innumerevoli ed i materiali usati per la loro costruzione sono metalli quali ottone con trattamento superficiale di nichelatura, acciai al carbonio od inossidabili ed infine, sempre più frequentemente, tecnopolimeri.
Esistono anche altri tipi di raccordi che possono utilizzare tubi rigidi per quelle applicazioni in cui l’utilizzo del tubo in plastica fosse impossibile.
Sono in tre pezzi costituiti dal corpo del raccordo, da una ogiva metallica da infilare all’estremità del tubo per consentire la tenuta e da una ghiera per la chiusura con una sede per alloggiare l’ogiva ed una filettatura che sposa quella del corpo.
Per le tubazioni in plastica sono reperibili anche raccordi a calzamento. Il tubo viene infatti infilato su un codolo portagomma con estremità ingrossata. Il tubo così calzato viene poi bloccato con un dado di serraggio.

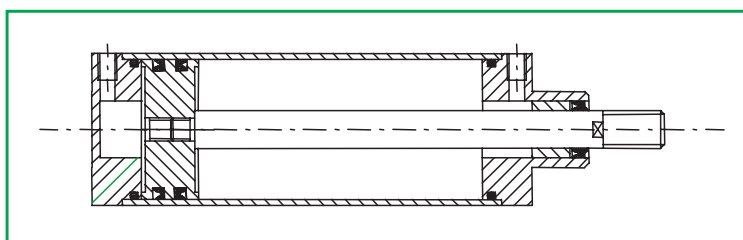
Capitolo 13

UNITÀ DI LAVORO PNEUMATICHE

ELEMENTI PNEUMATICI DI LAVORO

Gli elementi pneumatici di lavoro (attuatori) sono gli organi finali di un sistema che compiono un lavoro meccanico svolgendo molteplici funzioni.
Gli attuatori che compiono spostamenti o rotazioni con movimenti alternativi vengono chiamati cilindri.

13.1 CARATTERISTICHE DEI CILINDRI PNEUMATICI

I cilindri pneumatici, se dimensionati correttamente, sono apparecchi insensibili a sovraccarichi, sviluppano velocità elevate, possono effettuare rapide inversioni di direzione, non influenzano in alcuna maniera l'ambiente in cui lavorano, forza sviluppata e velocità possono essere facilmente controllate ed hanno requisiti di manutenzione decisamente semplici.
Sono costituiti da una camicia generalmente cilindrica all'interno della quale scorre un pistone ancorato ad uno stelo con guarnizioni di tenuta.
Sui due lati della camicia vengono posti due coperchi di chiusura, uno dei quali con un foro centrale per permettere la fuoriuscita dello stelo.
I coperchi, definite testate, sono ancorati meccanicamente alla camicia.

Il disegno mostra la composizione del cilindro in modo schematico.
Il movimento dello stelo nelle due direzioni viene attivato inviando aria compressa alternativamente nella camera anteriore o nella camera posteriore attraverso i fori filettati ricavati sulle testate comunicanti con le due camere del cilindro.

13.2 CILINDRI LINEARI

Qono definiti lineari quei cilindri che eseguono un movimento rettilineo con il proprio stelo dalla posizione di stelo retratto (-) alla posizione di stelo esteso (+) e viceversa.
Compiono un lavoro meccanico esercitando una forza adeguata nel punto di applicazione.
La forza sviluppata da un cilindro pneumatico è data da:

Forza = Pressione x area del pistone

La forza sviluppata non è la stessa nelle due direzioni perché nella direzione di rientro (-), dobbiamo detrarre all'area nominale del pistone quella fisicamente occupata dallo stelo.
La forza ricavata moltiplicando area e pressione è una forza teorica in quanto a questo valore, bisogna detrarre ciò che serve per vincere gli attriti e movimentare il peso costituito da stelo e pistone.

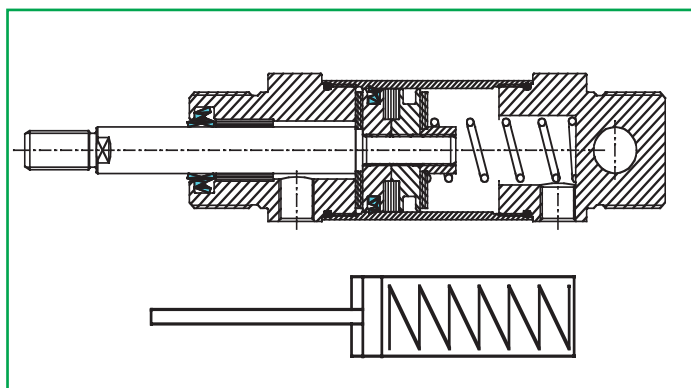
Gli attriti sono causati dallo strisciamento delle guarnizioni di tenuta del pistone e dello stelo. Bisogna però distinguere tra attrito di primo distacco, più noto con la definizione di aderenza, ed attrito dinamico o di scorrimento.
Quando il pistone staziona per un certo periodo in una delle due posizioni, le guarnizioni di tenuta compresse contro le pareti della camicia e sulla superficie dello stelo, tendono ad espellere il lubrificante interposto tra esse e la superficie di scorrimento lungo la generatrice di tenuta. Tali condizioni sono influenzate dalle proprietà elastiche dei materiali (durezza ed elasticità) e dallo stato delle superfici (rugosità). Vengono meno così le condizioni di lubrificazione ed allo spunto debbono superare una superficie con assenza di lubrificazione o quasi. Immediatamente dopo, si ritrovano le condizioni di normale idrodinamicità ed il valore dell'attrito diminuisce drasticamente. In generale il suo valore diminuisce con l'aumentare della velocità.
Inoltre, allo spunto, le guarnizioni subiscono deformazioni elastiche che provocano resistenza rispetto al moto causando anch'esse perdite di efficienza.
Tutto questo deve essere tenuto in considerazione quando si sceglie un cilindro, valutando che circa il 15% della forza teorica si perde per i motivi citati.
Dal punto di vista dell'applicazione e dell'utilizzo dei cilindri lineari dobbiamo distinguere tra due macrotipologie di cilindri:

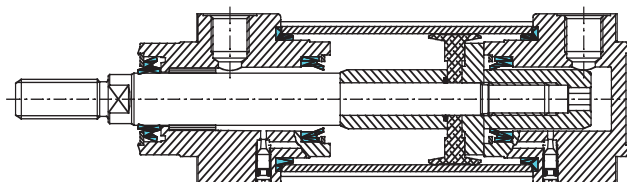
- **a semplice effetto**
- **a doppio effetto**

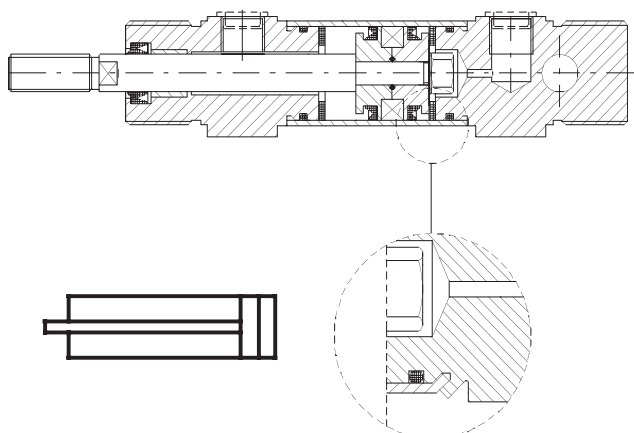
Sostanzialmente i cilindri sono costituiti da due testate, una camicia, uno stelo solidale ad un pistone, una bronzina di guida dello stelo e dalle guarnizioni di tenuta del pistone e dello stelo che è anche provvista di un anello raschiapolvere.

13.3 CILINDRI A SEMPLICE EFFETTO

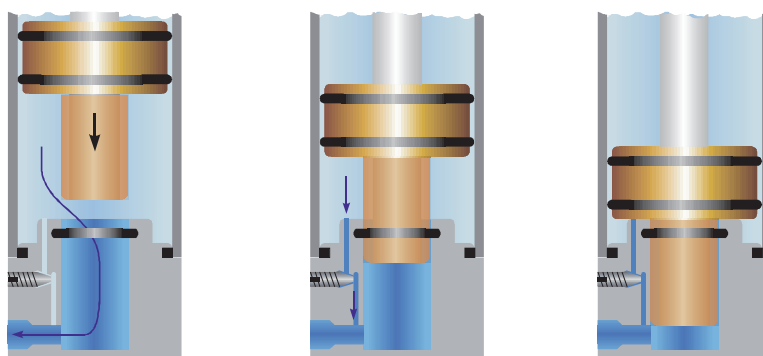
Un cilindro a semplice effetto sviluppa la spinta in una sola direzione. Lo stelo si riposiziona nella condizione di riposo per mezzo dell'azione di una molla o per l'azione di una forza esterna.
Si distinguono in cilindri a semplice effetto in spinta o in trazione.
Sono utilizzati per applicazioni quali serraggi, espulsioni pressature etc. quindi senza carichi ancorati al filetto dello stelo.
La molla infatti è dimensionata solo per riposizionare l'equipaggio stelo/pistone.

Le immagini qui riportate mostrano le due versioni dei cilindri a semplice effetto, la prima in alto la versione in spinta e la seconda in trazione con i relativi simboli grafici.
Si ricorda che i cilindri a semplice effetto sono limitati nella corsa proprio per la presenza della molla che per propria natura non consente lunghezze illimitate e deve comunque essere alloggiata all'interno del cilindro stesso. Tranne casi particolari sono di piccolo alesaggio con corse brevi.

13.4 CILINDRI A DOPPIO EFFETTO

Questo tipo di attuatore sviluppa una forza sia in spinta che in trazione inviando pressione alternativamente ai due lati del pistone. La forza in spinta e quella in trazione sono di diverso valore come già detto.
Le applicazioni sono di diverso tipo ed, in questo caso, il carico può essere vincolato allo stelo. Dimensionando l'apparecchio in maniera corretta è possibile movimentare il carico applicato controllando facilmente la velocità.
Nei cilindri, in generale, il compito di fermare il carico viene affidato alle testate, che rappresentano il riscontro meccanico di fine corsa.

Doppio effetto ammortizzato con cuscino d'aria

Doppio effetto ammortizzato
con paracolpi elastici

Le immagini mostrano due differenti sistemi per attutire l'energia cinetica finale affinché le testate non subiscano danni nell'impatto.
Il sistema più efficace è sostituito da un cuscino d'aria che frena negli ultimi centimetri la corsa del pistone. Nei cilindri di piccole dimensioni, oppure quando le velocità in gioco non sono elevate, si possono utilizzare rondelle elastiche montate ai lati del pistone. Le corse, nei cilindri a doppio effetto possono essere notevolmente lunghe sempre che siano compatibili con l'applicazione meccanica.

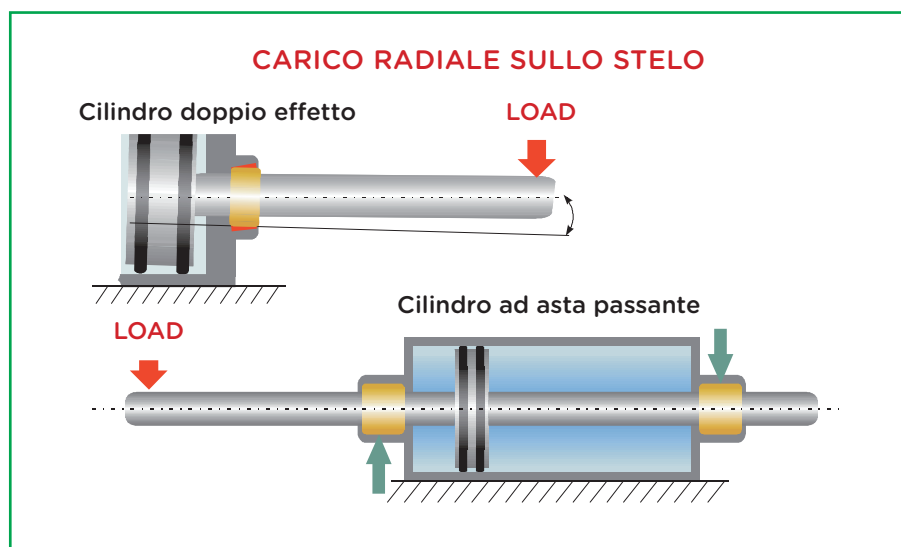
13.5 AMMORTIZZO A CUSCINO D'ARIA

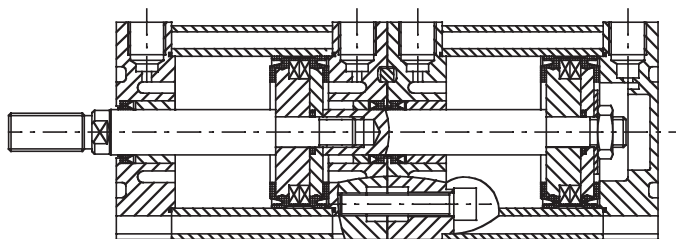
I cilindri pneumatici sono in grado di sviluppare velocità elevate e le forze d'urto al termine della corsa possono essere di notevole entità.
Come accennato, l'urto di fine corsa è smorzato mediante l'uso di un cuscino d'aria che riduce la velocità del pistone in prossimità della fine della corsa.

Il disegno rappresenta il pistone mentre percorre la corsa di rientro e si può notare che l'aria in scarico fluisce liberamente dalla camera posteriore del cilindro, verso l'uscita, tramite l'attacco filettato della testata posteriore.
Quando l'ogiva montata sul pistone si impegna con una guarnizione torica posta sulla testata, viene impedito lo scarico libero dell'aria che viene catturata nella camera di ammortizzo.
L'aria, in questa camera viene compressa dal moto del pistone in quanto non più libera di fluire liberamente verso lo scarico.
È costretta infatti in direzione di una valvola regolatrice di flusso prima di ritrovare la via naturale di scarico e la pressione che si crea agisce sul pistone creando una forza che si contrappone al moto. La velocità diminuisce e l'impatto violento sulla testata del pistone viene notevolmente ridotto.
La regolazione dell'ammortizzo si ottiene agendo manualmente sulla valvola regolatrice di flusso la quale, a seconda della regolazione, rende più o meno efficace l'ammortizzo.
La guarnizione toroidale dell'ammortizzo garantisce tenuta all'aria quando nel proprio alloggiamento viene spinta dall'ogiva nella direzione del moto.
Quando il cilindro deve invertire il moto e la camera messa precedentemente in scarico viene pressurizzata, la guarnizione dell'ammortizzo, che non effettua tenuta nella direzione opposta, viene scavalcata dall'aria compressa che investe l'intera area del pistone garantendo una pronta partenza.

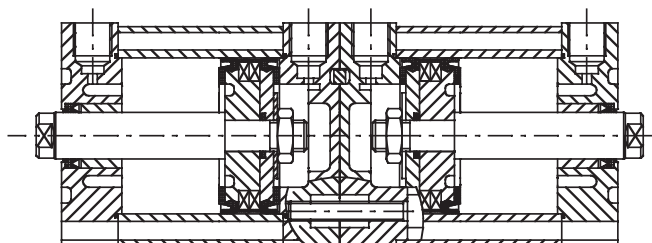
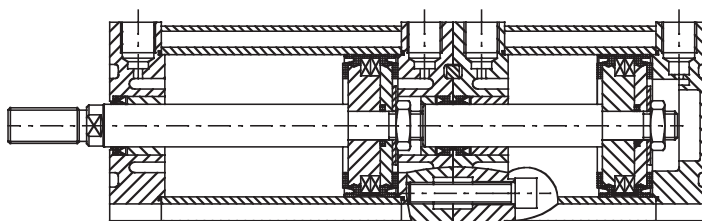
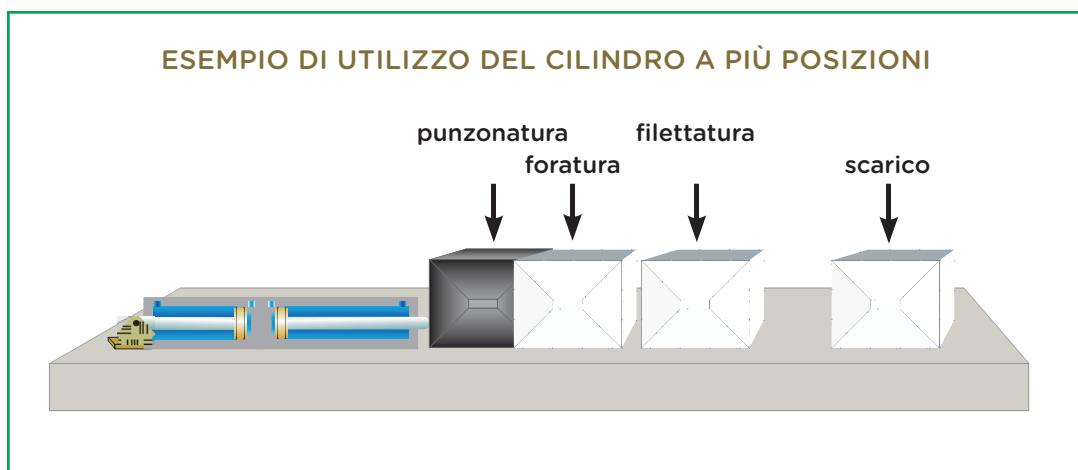
13.6 CILINDRI CON ANELLO MAGNETICO

Per potere rilevare la posizione del pistone di un cilindro si possono utilizzare diversi metodi, uno dei quali è quello di captare un flusso magnetico adeguato, all'esterno della camicia, emesso da un anello magnetico montato sul pistone del cilindro.
Un sensore esterno è in grado di sentire il flusso emesso e di fornire un segnale elettrico che assicura la presenza in quel punto del pistone.
I materiali utilizzabili per la costruzione della camicia debbono essere necessariamente materiali non magnetici quali alluminio, ottone, acciaio inossidabile e così via. Il materiale più comunemente usato è l'alluminio.

13.7 CILINDRI CON STELO OD ASTA PASSANTE

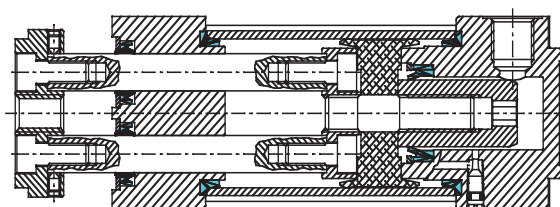
I cilindri lineari sono apparecchi non adatti per lavorare con carichi disassati o carichi laterali applicati allo stelo. Se il carico agisce lateralmente sullo stelo e questo non può essere evitato, ci sarà una rapida usura della unica bronzina di guida dello stelo perché i bordi delle due estremità di questa vengono sollecitati dal carico laterale applicato. Utilizzando un cilindro con stelo passante distribuiamo sulle due bronzine di guida la sollecitazione laterale come mostrato in figura.

13.8 CILINDRI TANDEM

Tandem definisce un assieme costituito da due cilindri aventi uno stelo comune e posti in serie tra loro per ottenere una spinta doppia rispetto ad un cilindro di pari diametro. Ovviamente gli ingombri in lunghezza sono doppi a parità di corsa.

13.9 CILINDRI A PIÙ POSIZIONI

Con combinazioni di due cilindri si possono ottenere sistemi che permettono posizionamenti accurati e di sicura ripetibilità.
Due cilindri di eguale corsa, assemblati con testata posteriore contro testata posteriore, possono realizzare tre precise posizioni. Con un solo cilindro sarebbe impossibile realizzare un sistema che determini tre posizioni precise e ripetibili.
Con opportuni accorgimenti potremmo cercare di realizzare fermate intermedie, ma avremmo enormi difficoltà per ripetere in maniera precisa la fermata sempre nel medesimo punto.

Per un simile impiego l'ancoraggio del cilindro deve essere fatto con gli steli ed è consigliabile utilizzare cilindri con corse brevi.
Due cilindri accoppiati in serie con steli separati e corse diverse possono anch'essi determinare tre posizioni. Il cilindro posteriore, quando attivato spinge quello anteriore per la propria corsa, dopodichè attivandolo finisce la propria corsa determinando la posizione finale.
Per entrambe le soluzioni le tre posizioni sono:
1ª posizione con cilindri a riposo
2ª posizione con un cilindro attivato
3ª posizione con entrambi i cilindri attivati

Utilizzando la soluzione di cilindri abbinati con testata posteriore ma con differenti corse, sono ottenibili quattro differenti posizioni come mostrato nella figura seguente.

13.10 CILINDRI OVALI ED A SEZIONE QUADRATA

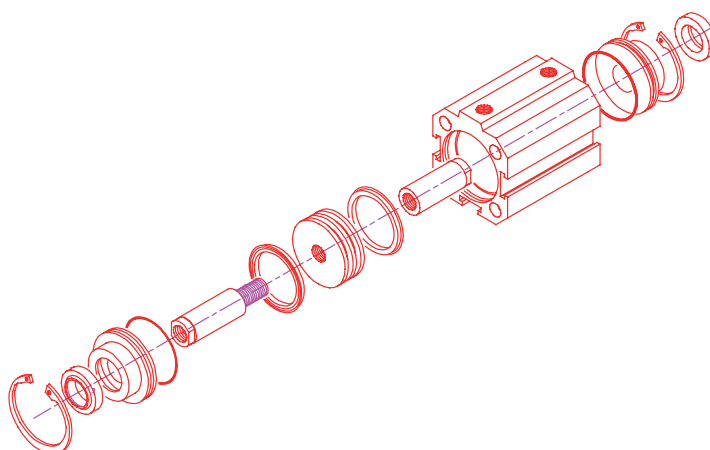
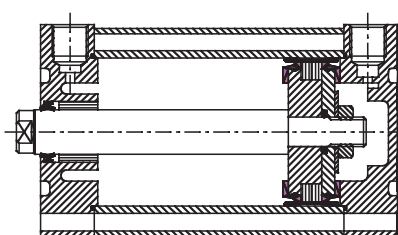
I cilindri lineari con sezione circolare possono durante la corsa avere rotazioni dello stelo. Alcune volte ciò deve essere evitato e l'utilizzo di attuatori con sezioni ovali o quadrate risolvono questo problema.
In particolare, il cilindro ovale, si presenta con una forma piatta ed in alcune situazioni può risolvere problemi di spazio.
La funzione di antirotazione dello stelo è determinata dalla forma della sezione della camicia e del pistone ed è consentito, entro certi limiti, un gioco che dipende esclusivamente dall'accoppiamento camicia/pistone.

13.11 CILINDRI AD ASTE GEMELLATE

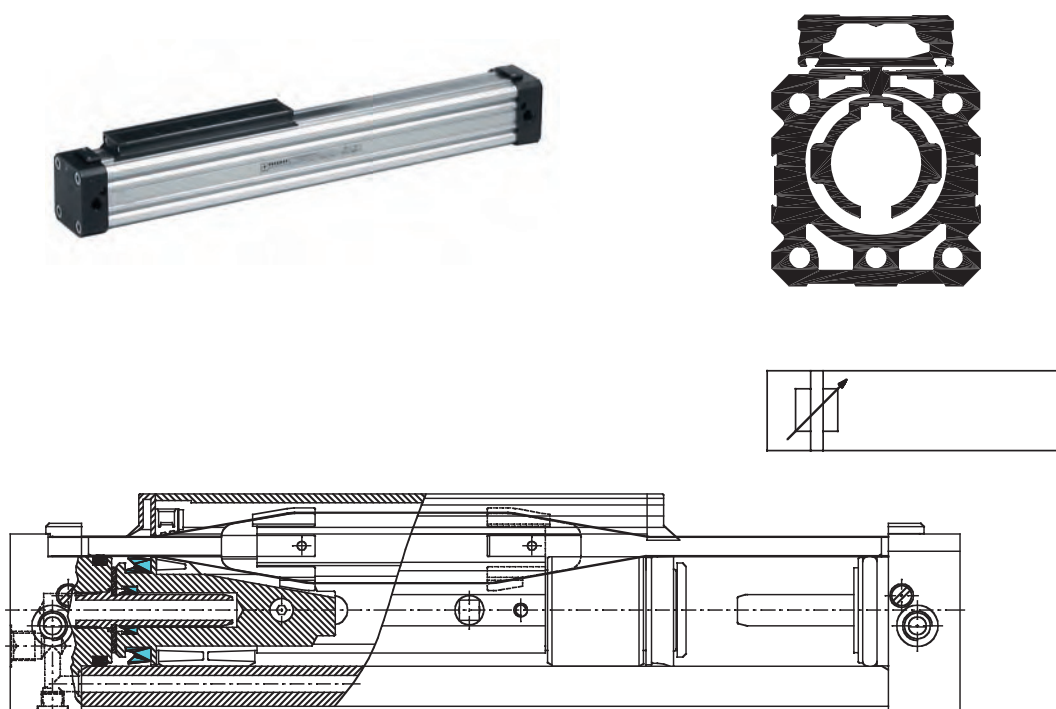
Per funzioni di antirotazione più precise si utilizzano cilindri con due steli in parallelo accoppiati al medesimo pistone. Una piastra di collegamento unisce le due aste nella parte esterna. Alla piastra viene collegato il carico da movimentare.
Si ottiene una ottima funzione di antirotazione ed inoltre il cilindro, così concepito, può sopportare discreti carichi laterali.

Esistono ovviamente altri metodi per realizzare sistemi antirotazione quali l'utilizzo di steli esagonali accoppiati ad una analoga bronzina di guida e guarnizione di tenuta con la medesima forma. Solitamente simili sistemi sono applicati a microcilindri.

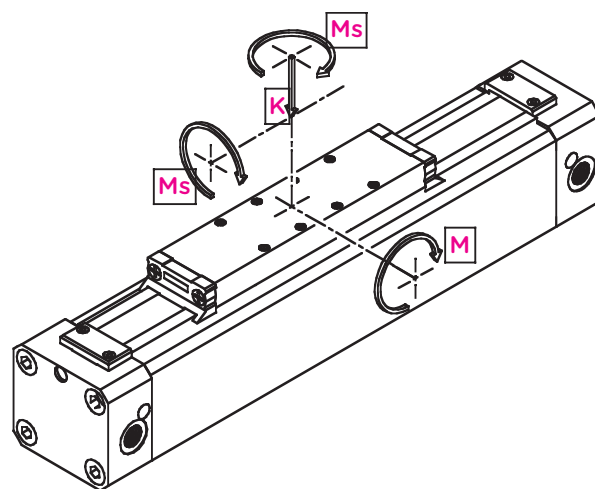
13.12 CILINDRI A CORSA BREVE E CILINDRI COMPATTI

Dalla definizione, i cilindri a corsa breve, sono stati realizzati per effettuare piccole corse, proprio per il modo con il quale sono stati concepiti.
Sono utilizzati dove ci sono spazi esigui e per le sue contenute dimensioni non è permesso l'inserimento di adeguate guide sullo stelo.
Non possono quindi sostenere carichi laterali. Anche piccole sollecitazioni in quella

direzione provocano impuntamenti e rapide usure delle bronzine di guida. In questi cilindri le testate sono rappresentate da due dischi trattenuti all'interno del profilo estruso da due anelli elastici.

I cilindri compatti nascono successivamente ai corsa breve con l'intenzione di inserire un cilindro che potesse essere l'evoluzione del corsa breve.
Le testate, seppure di dimensioni contenute, sono provviste di guida stelo ed ancorate al corpo estruso tramite viti.
L'assieme, in questo caso risulta essere più rigido.

In realtà gli ingombri totali del cilindro compatto sono superioni rispetto al cilindro a corsa breve, per questo motivo le due versioni sono tuttora presenti sul mercato e l'uno non sostituisce l'altro.
Il cilindro compatto, al contrario del corsa breve, viene sviluppato sin dall'inizio seguendo, per scelta del primo produttore che lo realizzò, gli ingombri imposti dall'ente nazionale di unificazione francese (UNITOP) e quindi esiste intercambiabilità tra differenti produttori.
Alcuni di questi produttori hanno inserito anche una versione ISO che unifica di fatto le quote di fissaggio degli accessori utilizzabili quindi in differenti serie di cilindri.
Tutto ciò consente all'utilizzatore finale di razionalizzare il proprio magazzino.

13.13 CILINDRI SENZA STELO

Il cilindro senza stelo è un apparecchio che merita particolare attenzione quando applicato, perché al contrario dei cilindri tradizionali in cui il carico è posizionato in asse con lo stelo, nel cilindro senza stelo il peso viene ancorato su di un carrello che scorre sulla parte superiore dello stesso e, tra asse del cilindro e baricentro del carico, vi è sempre un braccio più o meno accentuato a seconda della forma dell'oggetto da movimentare.

La forza del pistone viene trasmessa ad un carrello esterno da un braccio meccanico che fuoriesce da una feritoia ricavata sulla camicia lungo l'intera corsa e solidamente connesso con il pistone stesso. La tenuta è garantita da una bandella metallica interna fissata alle estremità del corpo che copre completamente la fenditura. Le guarnizioni del pistone, la pressione interna ed una striscia magnetica opportunamente posizionata fanno aderire la lamina metallica alla superficie interna del tubo garantendo una sufficiente tenuta verso l'esterno e tra le due camere del cilindro.
Una ulteriore bandella metallica posizionata all'esterno, in coincidenza della feritoia, impedisce allo sporco di depositarsi nelle zone di scorrimento. La tenuta, in questo tipo di cilindro, non è mai perfetta. Particolari sistemi di guida ricavati sul carrello e sul pistone, divaricano le due lamine per permettere la connessione meccanica tra pistone e cursore. Al contrario dei cilindri con stelo le forze espresse dal cilindro nelle due direzioni sono identiche. Non esiste infatti alcuna differenza di sezione sui due lati del pistone visto che lo stelo non esiste. La funzione di ammortizzo a cuscino d'aria regolabile è esattamente identica a quella realizzata sui cilindri con stelo.

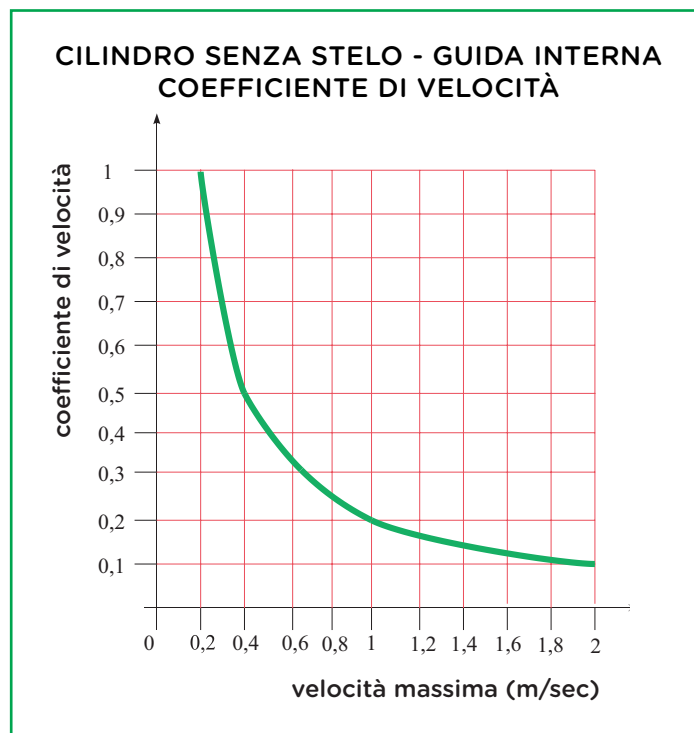
Nella progettazione di sistemi con cilindri senza stelo si deve porre particolare attenzione alle energie cinetiche generate perchè si possono raggiungere notevoli velocità di traslazione (2-3 m/sec) e corse decisamente lunghe (anche 6 metri).
Inoltre il carico può essere posizionato con il proprio baricentro al di fuori del centro di gravità del carrello generando momenti flettenti.
È utile ricordare che i momenti sono il prodotto di una forza espressa in N (Newton) per un braccio misurato i m (metri). L'unità di misura di un momento è quindi il Nm (Newton x metro).

Una volta individuato il cilindro con la spinta sufficiente, bisogna valutare la posizione del carico sul cursore ed individuare i momenti che possono entrare in gioco. La tabella che segue indica carichi e momenti massimi ammissibili in condizioni statiche.

Diametro (mm)	Carico max, K N	Momento max M (Nm)	Momento max Ms (Nm)	Momento max Mv (Nm)
25	300	20	1	4
32	450	35	3	6
40	750	70	5	9
50	1200	120	8	15
63	1600	150	9	25

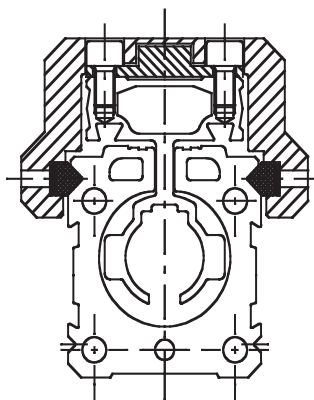
È necessario ora considerare la velocità del carrello, la cui entità consigliata è di 1 m/sec ed osservare il diagramma successivo per conoscere il carico K massimo in condizioni dinamiche. Con traslazioni con velocità fino a 0,2 m/sec non sussistono problemi, ma all'aumento della velocità bisogna ridimensionare il carico applicato o aumentare la taglia del cilindro.

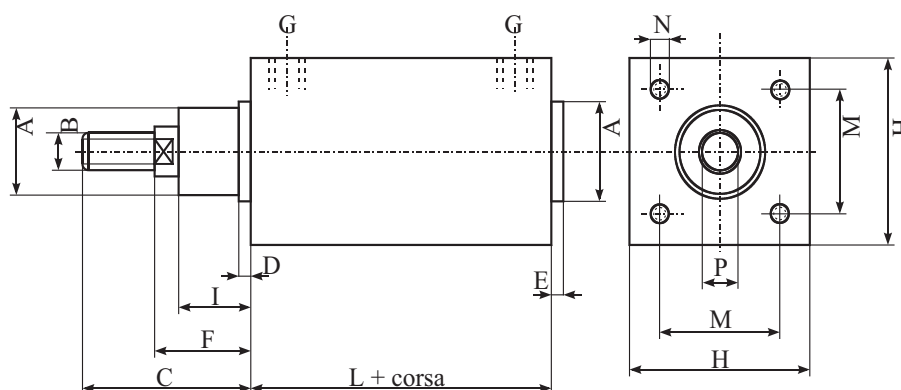
Il carico dinamico tollerabile è funzione della velocità ed è dato da:

Kd = K x Cv

Dove Kd è il carico dinamico e Cv è il coefficiente di velocità. Se in condizioni statiche un cilindro ammette 750 N, con velocità operativa di 0,5 m/sec il carico deve essere ridotto a 750 x 0.4 = 375 N.

Nel caso di sollecitazioni combinate, ossia con momenti che agiscono contemporaneamente, può risultare utile utilizzare la seguente equazione:

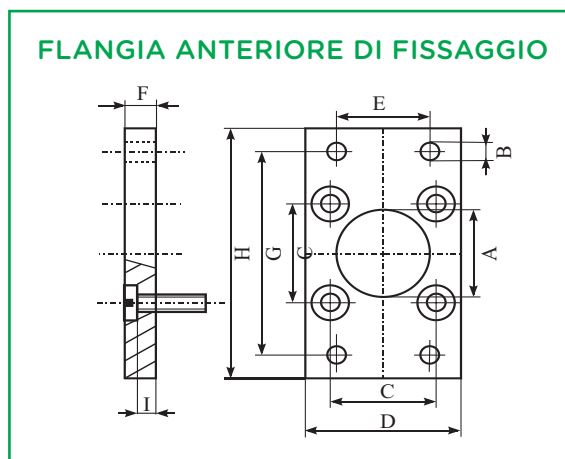
$$\Big[\Big(\big[\big(2 \cdot \frac{M_s}{M_s\,max}\big)+\big(1{,}5 \cdot \frac{M_v}{M_v\,max}\big)+\big(\frac{M}{M\,max} + \frac{K}{K\,max\,s}\big)\big] \cdot \frac{100}{K_v} \leq 100$$

Nel caso di sollecitazioni più gravose, si possono applicare ai cilindri accessori quali guide lineari esterne alle quali ancorare il carico, lasciando al cursore il compito di trascinamento, oppure guide supplementari da montare sul carrello esistente.

13.14 NORMATIVE E COMPONENTI DI FISSAGGIO

In sede internazionale, l'ente di unificazione ISO, ha provveduto ad emettere norme che regolano le dimensioni di base di alcuni cilindri.
La standardizzazione permette l'intecambiabilità completa di cilindri costruiti da diversi produttori consentendo una facile reperibilità per il ricambio ed una ampia scelta di fornitori per il costruttore di macchine.
Le tabelle ISO 6432 standardizzano le dimensioni del microcilindro base i cui alessaggi vanno dal Ø8 al Ø25. (ISO = international standard organisation)
Per i cilindri di diametri superiori, dal 32 al 320, sono in vigore le norme ISO 15552 (ex ISO 6431-VDMA 24562).

La figura mostra, come esempio, le dimensioni da rispettare nei differenti diametri per cilindri pneumatici sottoposti alla ISO 15552. Le norme complete sono reperibili presso l'ente nazionale di unificazione UNI.
Oltre alle dimensioni del cilindro base sono previste tabelle, recepite da ISO rilasciate da enti unificatori nazionali come DIN (ente di unificazione tedesco) che , salvo diversi accordi con il cliente, indicano le tolleranze sulle corse dei cilindri.

	diametro interno del cilindro (alesaggio) in mm	corsa in mm	tolleranza ammessa sulla corsa in mm
DIN ISO 6432	8, 10, 12, 16, 20, 25	fino a 500	+1,5
DIN ISO 6431	32, 40, 50	fino a 500 oltre 500 fino a 1250	+2 +3,2
	63, 80, 100	fino a 500 oltre 500 fino a 1250	+2,5 +4
	125, 160, 200, 250, 320	fino a 500 oltre 500 fino a 1250	+4 +5

È bene osservare che le tolleranze riferite alle corse prevedono sempre il segno più. Necessariamente, anche gli accessori di fissaggio come flangie, piedini, cerniere ed altro vengono sottoposte a vincoli dimensionali per permettere una perfetta intercambiabilità.

FLANGIA ANTERIORE DI FISSAGGIO

La figura, mostra come esempio, le quote vincolate di una flangia anteriore.
Altri tipi di cilindri, come già citato, si attengono a normative nazionali francesi come UNITOP, ed è il caso dei cilindri compatti con alesaggi da Ø12 a 100.
Anche gli alesaggi dei cilindri sono standardizzati secondo la seguente cadenza.
Per microcilindri ISO 6432 : Ø 8 - 10 – 12 – 16 – 20 - 25.
Per cilindri ISO 15552 : Ø 32 – 40 – 50 – 63 – 80 – 100 – 125- 160 – 200 – 250 – 320.
Anche cilindri non sottoposti a vincoli normativi mantengono le medesime cadenze, ad esempio per i cilindri a corsa breve i diametri del corpo sono Ø 20 – 25 – 32 – 40 – 50 – 63 – 80 – 100.
Le dimensioni lineari ed i diametri sono espressi in mm.

13.15 SENSORI DI FINE CORSA

Quando un cilindro pneumatico ha effettuato la propria corsa, in molti casi è necessario segnalare l'avvenuta operazione inviando un segnale per autorizzare una successiva fase di lavoro di una macchina.
Allo scopo esistono alcuni metodi di segnalazione che definiremo "reali" oppure "virtuali".

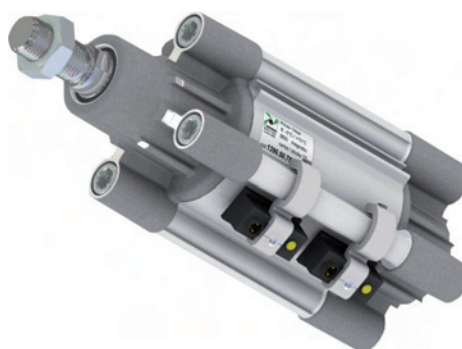
Segnalazione reale

- Nel pistone del cilindro viene, come già detto, inserito un magnete permanente che invia verso l'esterno un flusso magnetico captato da un sensore in grado di chiudere un contatto elettrico ed inviare il segnale di fine corsa. Il materiale della camicia deve essere amagnetico.
- Lo stelo del cilindro aziona meccanicamente un contatto elettrico od una valvola pneumatica per liberare il segnale di fine corsa.

Segnalazione virtuale

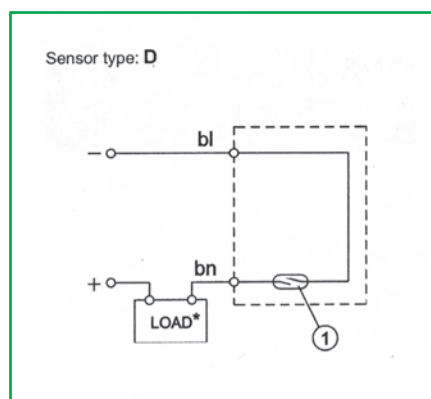
Si assume come condizione lo stato nel quale si troverebbe la camera in scarico di un cilindro qualora avesse effettuato la corsa completa. Quando la camera in scarico raggiunge pressione relativa prossima allo zero, il pistone ha compiuto la propria corsa. Questa condizione viene riconosciuta da una valvola che provvede ad inviare un segnale pneumatico per operazione avvenuta.
Nel caso di segnalazione virtuale, la condizione di pressione prossima allo zero può manifestarsi anche quando il pistone non abbia completato la corsa per fattori esterni che ne bloccano l'avanzamento. In questo caso la valvola libererebbe un segnale non corretto.

Sensori di fine corsa magnetici

I sensori ad azionamento magnetico rilevano la posizione del pistone mediante l'utilizzo di un flusso magnetico emesso da una calamita. Questi sensori vengono fissati sulla camicia del cilindro utilizzando apposite staffe od inseriti in feritoie ricavate sulla camicia stessa.

Vi sono molti dispositivi per sentire la presenza di un campo magnetico, i più comuni sono i sensori con contatto reed ed i sensori elettronici, fra i quali il più noto è il sensore ad effetto di HALL.

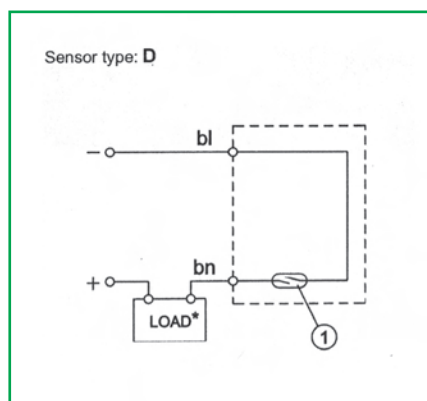
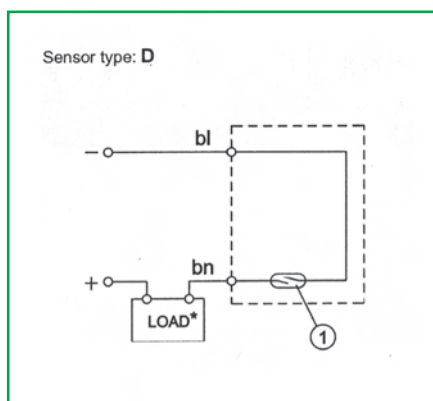
Sensore ad ampolla reed

I sensori magnetici ad ampolla reed sono costituiti da una ampollina di vetro entro cui, in assenza di aria, sono poste due piccole lamelle che, immerse in un campo magnetico si polarizzano e si attraggono tra loro chiudendo il contatto elettrico.

Possono, a seconda delle proprie dimensioni, portare diversi valori di corrente e non hanno bisogno di una alimentazione propria.

L'ampolla, nello schema, è il particolare 1 e deve sempre essere posto in serie al carico applicato (LOAD). Può funzionare in corrente continua ed in corrente alternata rispettando i valori corretti di tensione e corrente consentiti.
Sono sensori a due soli fili ed il carico può essere collegato indifferentemente al positivo od al negativo. In alternata il collegamento può essere fatto senza tenere conto della polarizzazione. In presenza del led di segnalazione in corrente continua bisogna rispettare la polarità altrimenti il led stesso non si accende.
Ogni sensore con led,alimentato da un diodo, ha una caduta di tensione propria (2-3 Volt) e quando si collegano in serie, la caduta si somma ed alcune volte può accadere che il valore di tensione residuo venga interpretato in maniera non corretta dal PLC.
I sensori possono essere inoltre provvisti di apposite protezioni che si chiamano varistori e servono a proteggerlo dalla tensione inversa generata dalle bobine delle elettrovalvole o dei relais quando il contatto dell'ampolla si apre.
Quando il collegamento dei sensori è in serie, per evitare cadute di tensione, si possono utilizzare sensori reed a tre fili, nei quali il led non viene alimentato dal diodo che provoca la caduta, ma direttamente tramite i 24 Volt di alimentazione che è anche il massimo valore di tensione ammesso.

Sensore ad effetto di HALL

Quando un conduttore o semiconduttore percorso da corrente elettrica è immerso in un campo magnetico esterno, genera una debole differenza di potenziale (tensione). Questo effetto fisico è noto con il nome di " Effetto di Hall". Esistono dei particolari interruttori elettronici che sfruttando l'effetto di Hall si attivano (elettricamente si chiudono) in presenza di un campo magnetico esterno sufficientemente grande.
Il sensore ad effetto di Hall include uno di questi interruttori magnetici.
Poiché è sempre richiesta la presenza di corrente che attraversa il conduttore o semiconduttore risulta necessario alimentarlo con una tensione continua. Ciò implica che i sensori ad effetto di Hall sono a tre fili e non è possibile alimentarli con corrente alternata. Dato che l'interruttore elettronico ha una struttura paragonabile a quella di un transistor non è presente alcun contatto metallico in movimento. Questo comporta la mancanza di usura meccanica, per cui questo sensore ha una vita media notevolmente maggiore rispetto ai sensori che utilizzano l'ampolla REED.

A seconda del particolare tipo di elettronica collegata all'interruttore magnetico, esistono sensori ad effetto di Hall in cui l'uscita del sensore (filo nero):
- viene internamente connessa con il segnale positivo (filo marrone): PNP, figura a sinistra;
- viene internamente connessa con il segnale negativo (filo blu): NPN figura a destra.

Inoltre i sensori ad effetto di Hall si suddividono anche in base al comportamento in relazione alla presenza del campo magnetico esterno. In particolare il sensore:
- consente il passaggio di corrente solo in assenza del campo magnetico N.C. (normalmente chiuso)
- consente il passaggio di corrente solo in presenza del campo magnetico N.O. (normalmente aperto)

Nota bene: l'elettronica collegata all'interruttore introduce una caduta di tensione.
A causa di questa caduta si raccomanda particolare attenzione all'utilizzo in serie di più sensori.

Gli schemi mostrano il differente collegamento del carico (LOAD) nelle due versioni.

13.16 DIMENSIONAMENTO DI UN CILINDRO

Il dimensionamento di un cilindro pneumatico richiede un certa attenzione da parte del progettista che deve considerare tutti i parametri che ora andremo a valutare.

Forza sviluppata

La forza che sviluppa un cilindro è calcolata considerando l'area del pistone e della pressione che la investe.

$$F(daN)= area\ (cm^2)\ x\ pressione\ (bar)$$

diametro cilindro	diametro stelo		pressione in bar									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
8	4	F spinta	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
		F trazione	0,4	0,8	1,1	1,5	1,9	2,3	2,6	3,0	3,4	3,8
10	4	F spinta	0,8	1,6	2,4	3,1	3,9	4,7	5,5	6,3	7,1	7,9
		F trazione	0,7	1,3	2,0	2,6	3,3	4,0	4,6	5,3	5,9	6,6
12	6	F spinta	1,1	2,3	3,4	4,5	5,7	6,8	7,9	9,0	10,2	11,3
		F trazione	0,8	1,7	2,5	3,4	4,2	5,1	5,9	6,8	7,6	8,5
16	6	F spinta	2,0	4,0	6,0	8,0	10,1	12,1	14,1	16,1	18,1	20,1
		F trazione	1,7	3,5	5,2	6,9	8,6	10,4	12,1	13,8	15,6	17,3
20	8	F spinta	3,1	6,3	9,4	12,6	15,7	18,8	22,0	25,1	28,3	31,4
		F trazione	2,6	5,3	7,9	10,6	13,2	15,8	18,5	21,1	23,8	26,4
25	10	F spinta	4,9	9,8	14,7	19,6	24,5	29,5	34,4	39,3	44,2	49,1
		F trazione	4,1	8,2	12,4	16,5	20,6	24,7	28,9	33,0	37,1	41,2
32	12	F spinta	8,0	16,1	24,1	32,2	40,2	48,3	56,3	64,3	72,4	80,4
		F trazione	6,9	13,8	20,7	27,6	34,6	41,5	48,4	55,3	62,2	69,1
40	16	F spinta	12,6	25,1	37,7	50,3	62,8	75,4	88,0	100,5	113,1	125,7
		F trazione	10,6	21,1	31,7	42,2	52,8	63,3	73,9	84,4	95,0	105,6
50	20	F spinta	19,6	39,3	58,9	78,5	98,2	117,8	137,4	157,1	176,7	196,3
		F trazione	16,5	33,0	49,5	66,0	82,5	99,0	115,5	131,9	148,4	164,9
63	20	F spinta	31,2	62,3	93,5	124,7	155,9	187,0	218,2	249,4	280,6	311,7
		F trazione	28,0	56,1	84,1	112,1	140,2	168,2	196,2	224,2	252,3	280,3
80	25	F spinta	50,3	100,5	150,8	201,1	251,3	301,6	351,9	402,1	452,4	502,7
		F trazione	45,4	90,7	136,1	181,4	226,8	272,1	317,5	362,9	408,2	453,6
100	25	F spinta	78,5	157,1	235,6	314,2	392,7	471,2	549,8	628,3	706,9	785,4
		F trazione	73,6	147,3	220,9	294,5	368,2	441,8	515,4	589,0	662,7	736,3
125	32	F spinta	122,7	245,4	368,2	490,9	613,6	736,3	859,0	981,7	1104,5	1227,2
		F trazione	114,7	229,4	344,0	458,7	573,4	688,1	802,7	917,4	1032,1	1146,8
160	40	F spinta	201,1	402,1	603,2	804,2	1005,3	1206,4	1407,4	1608,5	1809,6	2010,6
		F trazione	188,5	377,0	565,5	754,0	942,5	1131,0	1319,5	1508,0	1696,5	1885,0
200	40	F spinta	314,2	628,3	942,5	1256,6	1570,8	1885,0	2199,1	2513,3	2827,4	3141,6
		F trazione	301,6	603,2	904,8	1206,4	1508,0	1809,6	2111,1	2412,7	2714,3	3015,9
220	50	F spinta	380,1	760,3	1140,4	1520,5	1900,7	2280,8	2660,9	3041,1	3421,2	3801,3
		F trazione	360,5	721,0	1081,5	1442,0	1802,5	2163,0	2523,5	2884,0	3244,5	3605,0
250	50	F spinta	490,9	981,7	1472,6	1963,5	2454,4	2945,2	3436,1	3927,0	4417,9	4908,7
		F trazione	471,2	942,5	1413,7	1885,0	2356,2	2827,4	3298,7	3769,9	4241,1	4712,4
320	63	F spinta	804,2	1608,5	2412,7	3217,0	4021,2	4825,5	5629,7	6434,0	7238,2	8042,5
		F trazione	773,1	1546,1	2319,2	3092,3	3865,4	4638,4	5411,5	6184,6	6957,7	7730,7

Per un cilindro a doppio effetto questo è valido sia per la corsa in uscita che per la corsa in entrata. La forza sviluppata in spinta in un cilindro a doppio effetto con stelo singolo non è la stessa nelle due direzioni. Nella corsa di rientro (trazione) la superficie del pistone investita dalla pressione è minore di quella in spinta per la presenza su quel lato dello stelo, la cui area deve essere detratta da quella nominale del pistone.
La tabella riportata nella pagina precedente indica le forze teoriche sviluppate dai cilindri alle varie pressioni nelle due direzioni, indicando anche il diametro dello stelo.
Alle forze teoriche calcolate bisogna sempre detrarre il 10-15% del valore totale per le perdite di carico dovute agli attriti delle guarnizioni.
In prima battuta bisogna conoscere il peso del carico applicato e scegliere quel cilindro che sviluppi la forza sufficiente nelle direzione desiderata per muoverlo, ponendo attenzione al rapporto di carico che non deve superare il 70%. Per rapporto di carico si intende che il peso da movimentare sia come valore il 70% max. rispetto la forza sviluppata dal cilindro incluse le perdite.
La forza disponibile in eccesso servirà ad accelerare il carico.

$$\frac{\textbf{Forza richiesta}}{\textbf{Forza disponibile}} \times 100$$

A questo punto dobbiamo sapere quale sia la posizione di lavoro del cilindro,
se lavora in verticale con spinta verso l’alto o verso il basso, se lavora su di un piano orizzontale o inclinato.

Sollevamento verticale

G = carico applicato
F = spinta del cilindro

La forza totale necessaria per sollevare il carico sarà:

$$F = FG + Fa$$

Dove FG è la forza utilizzata per equilibrare il carico o forza resistente ed Fa la forza che serve ad accelerarlo.
Bisognerà inoltre sapere quale è la velocità di attuazione per stabilire di quale entità sarà Fa per ottenerla.
Se per esempio dovessimo sollevare una massa di 120 Kg per uno spostamento di 400mm (corsa del cilindro) con una velocità finale di 1 m/sec. dovremo calcolare quale sarà la forza totale finale generata ad una pressione di esercizio di 6 bar relativi.

Ricordiamo che una forza F è uguale ad una massa per una accelerazione ed il lavoro L e uguale ad una forza per uno spostamento ed equivale all'energia cinetica.

$$F = m \times a \qquad L = F \times S = 1/2\, m\, V^2 \quad (1)$$

m = massa in Kg
a = accelerazione in m/sec.^{2}
S = spostamento in m
V = velocità in m/sec.
g = accelerazione di gravità 9,81 m/sec.^{2}

Quindi:

$$FG = mg$$

La forza totale sarà:

$$F = mg + Fa \quad (2)$$

Dalla (1) possiamo risalire ad Fa perché conosciamo la velocità di attuazione di 1 m/sec, la massa da sollevare di 120 Kg e la corsa del cilindro di 0,4 m.

$$Fa \times 0{,}4(S) = \frac{120(m)}{2}\, 1^2\, (V)$$

$$Fa = \frac{60}{0.4}\, 1 = 150\ N$$

Ritorniamo ora alla (2)

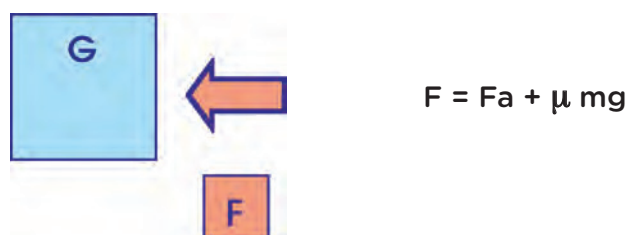
$$F = mg + Fa = (120 \times 9.81) + 150 = 1327{,}2\ N\ (132{,}7\ daN)$$

Dalla tabella delle forze sviluppate dai cilindri alla pressione di 6 bar in spinta sceglieremo il cilindro decurtando alla forza teorica il 15% .
La scelta cade sul cilindro Ø 63 che esprime una forza reale di 159 daN a 6 bar.
Saremo costretti ad utilizzare regolatori di flusso per limitare la velocità perchè la forza disponibile per raggiungere 1 m/sec. è esuberante.
Se il movimento del carico fosse invertito e fosse discendente, bisogna sottrarre alla forza di accelerazione il peso del carico resistente quindi:

$$F = Fa - mg$$

Di sicuro il segno della forza F sarà un segno negativo, questo significa che la forza peso anziché opporsi al movimento, lo favorisce ed incrementa la forza che genera accelerazione. Utilizzeremo regolatori di flusso per limitare la velocità.

Carico orizzontale

Quando invece il carico è sostenuto e la posizione di lavoro è orizzontale, la forza resistente che insiste sul piano deve essere moltiplicata per il coefficiente di attrito. Questo coefficiente varia a seconda dei materiali che entrano in contatto.

Se assumiamo 0,1 il valore medio del coefficiente di attrito μ, si capisce chiaramente che la forza totale F sarà inferiore perché :

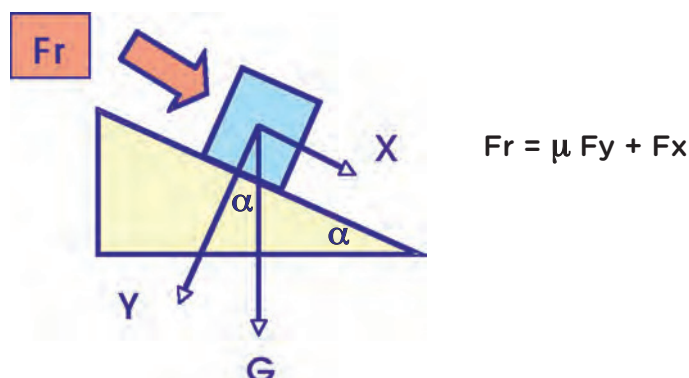
$$F = 150 + 0{,}1\,(120 \times 9.81) = 267{,}72\ N\ (26{,}772\ daN)$$

In questo caso un cilindro ∅ 32 sarebbe più che sufficiente.

Carico su piano inclinato

Tutte le altre posizioni si possono assimilare al movimento di un corpo su di un piano inclinato ed il dimensionamento deve essere fatto avvalendosi delle regole di trigonometria. Anche in questo caso il coefficiente di attrito μ tra carico e piano di scorrimento deve essere considerato. La forza resistente Fr è data da:

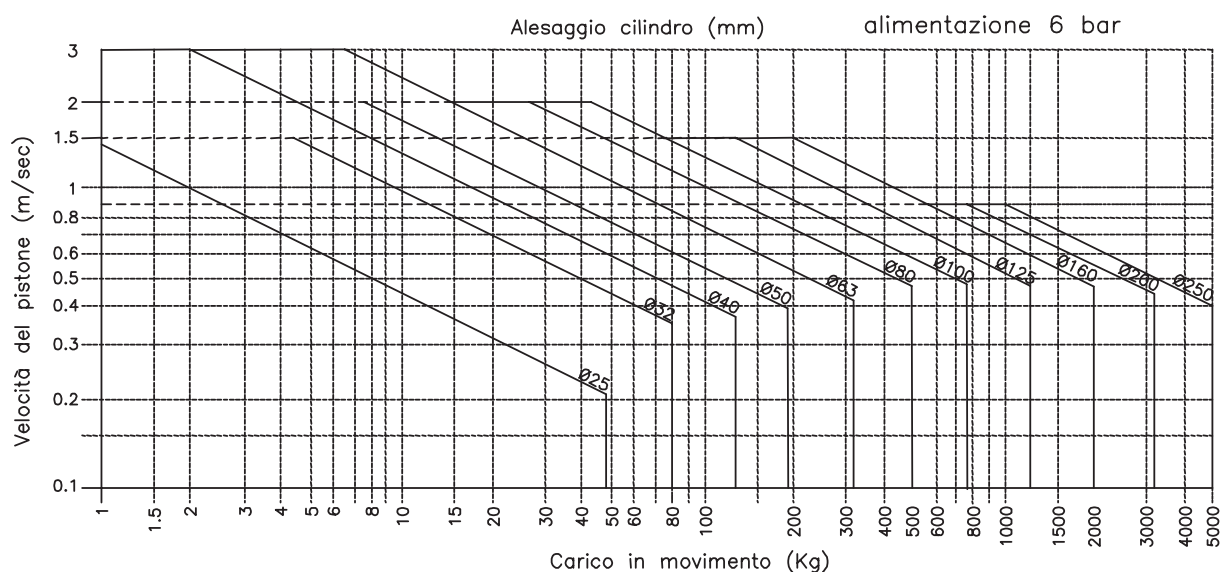
Ma: $Fx = FG\ sen\alpha$ ed $Fy = FG\ cos\alpha$ quindi:

$$Fr = \mu\,(FG\ cos\alpha) + FG\ sen\alpha$$

Per il calcolo della forza totale vale quanto detto nei paragrafi precedenti.

Ammortizzo: capacità di assorbimento

L'ammortizzo a cuscino d'aria regolabile ha, come detto, il compito di assorbire l'energia cinetica alla fine della corsa di un cilindro per evitare significativi urti contro le testate. L'energia cinetica da assorbire corrisponde al lavoro svolto e viene misurata in J (Joule).
Una volta scelto il cilindro in funzione della spinta, velocità e posizione di lavoro, bisogna verificare che la propria capacità di assorbimento sia in grado di decelerare il carico. Conoscendo la massa in Kg e la velocità in m/sec,si risale facilmente alla energia cinetica utilizzando la formula nota:

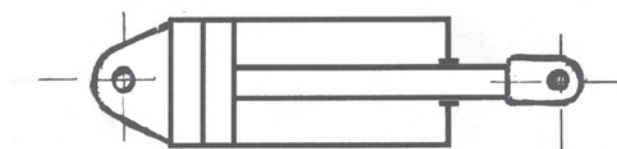
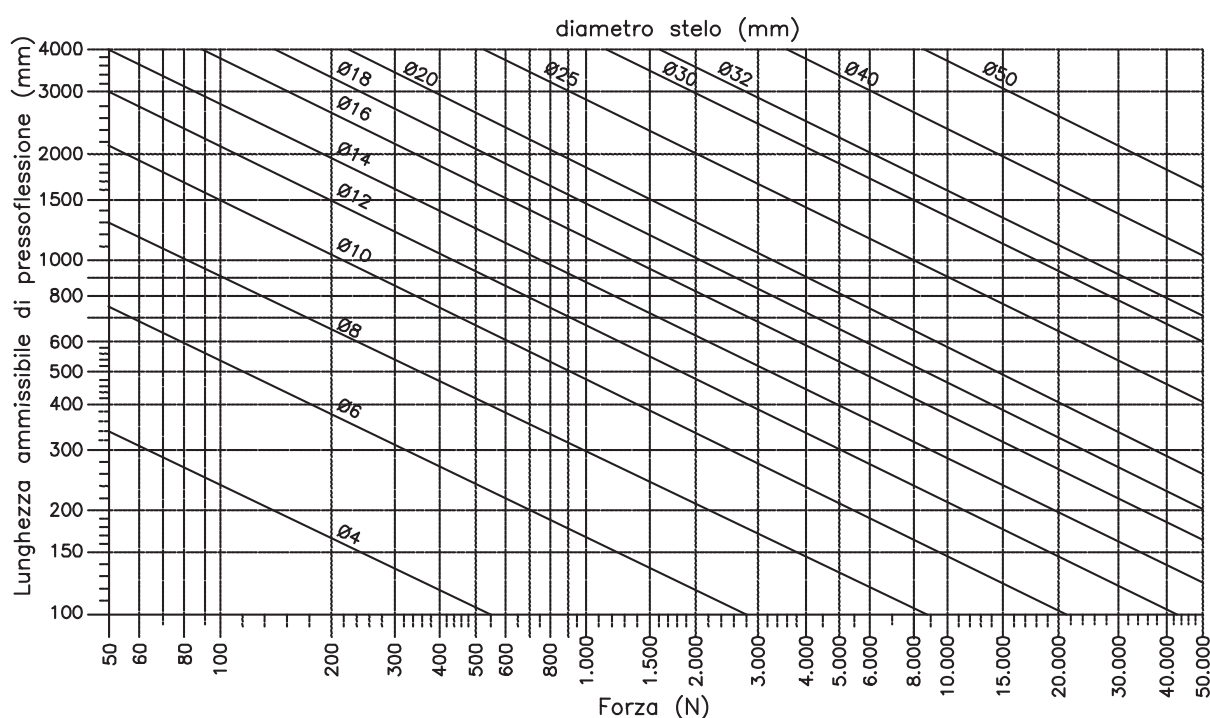
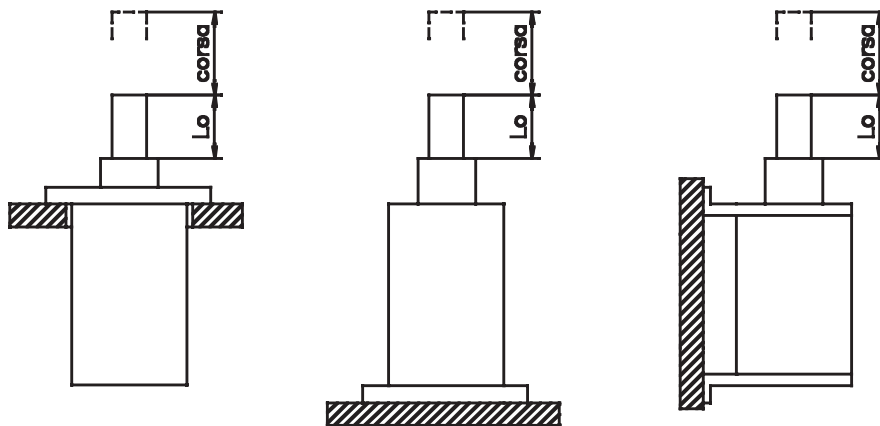
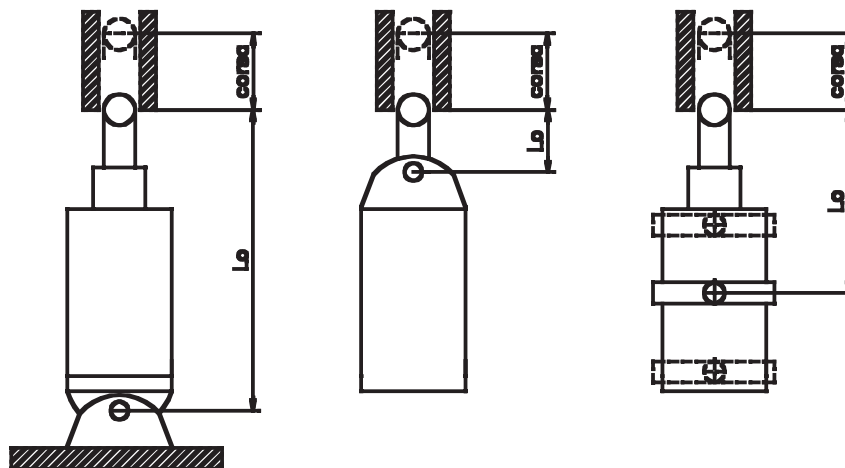
$$Ec = 1/2\ mV^2$$

Il valore calcolato dovrà essere confrontato con i dati tecnici forniti dai costruttori sui loro cataloghi per la verifica dell'applicabilità. A volte sono disponibili sulle documentazioni tecniche diagrammi sui quali conoscendo massa, velocità e pressione di alimentazione, si può immediatamente verificare il corretto dimensionamento del cilindro.

Tutti i punti riferiti a massa e velocità che si ritrovano all'interno dell'area compresa di ogni singolo cilindro considerato sono da ritenersi valori corretti per un buon funzionamento dell'ammortizzo.
Ora verifichiamo, ad esempio i dati calcolati per l'utilizzo del cilindro in posizione verticale che, con un alesaggio da 63 mm, movimentava una massa di 120 Kg ad una velocità di 1 m/sec.
Congiungendo i valori conosciuti sul diagramma ci accorgiamo che il punto cade al di fuori dell'area contenuta dal Ø 63, questo vuole dire che in simili condizioni il cilindro non sopporterebbe gli urti. Bisogna scegliere il cilindro in grado di assorbirli, nel nostro caso l'alesaggio di 80 mm sarà appena sufficiente.

Carico di punta

Il carico di punta è la sollecitazione composta di presso-flessione che si manifesta su un'asta, nel nostro caso di un cilindro, di una certa snellezza quando sia caricato con un forza di compressione coincidente con il proprio asse.
L'effetto che si manifesta è una flessione laterale. L'entità di tale flessione dipende:

- dal carico applicato
- dalla lunghezza dell'asta e dal diametro
- dal tipo di vincolo applicato

Il metodo di calcolo generico viene fatto utilizzando la formula di Eulero, ma molto più immediato è l'utilizzo di diagrammi di facile interpretazione.
Il vincolo più critico è quello di un cilindro vincolato con cerniere alle due estremità.

Con tutti gli altri tipi di fissaggio i carichi consentiti sono superiori sino al 50%.
Il diagramma successivo mostra, per i vari diametri normalizzati degli steli, la lunghezza massima concessa tra i due vincoli, per utilizzare un sistema snello entro i limiti consentiti in funzione del carico applicato.
Nel caso preso in considerazione la lunghezza massima del sistema da verificare è quella con cilindro con stelo completamente estratto.

I punti di incrocio tra forza e lunghezza che cadono all'interno dell'area delimitata dal diametro dello stelo relativo sono da considerarsi corretti.
La figura successiva mostra tutte le varianti di vincolo e le relative lunghezze di presso flessione da considerare (Lo + corsa).

Carico laterale

La forza laterale che lo stelo di un cilindro può sopportare dipende quasi per intero da quanto lo stelo stesso sporge. È evidente che maggiore sarà la corsa, maggiore sarà la sporgenza.

È noto che il cilindro pneumatico male sopporta simili sollecitazioni, si può però approssimativamente calcolarne il valore con la seguente relazione:

$$F = 0.085 \frac{Fp \times l}{l + L + c}$$

dove :

Fp = forza in spinta del pistone a 6 bar
l = distanza minima tra mezzeria del pistone e guida dello stelo
L = Distanza minima tra punto di applicazione del carico e guida dello stelo
c = corsa del pistone

Le distanze l ed L sono quote da richiedere al costruttore del cilindro.

Temperatura di esercizio e contaminanti

Un ultimo punto che merita attenzione è l'ambiente nel quale il cilindro sarà destinato a lavorare.
Considerare sempre la temperatura di esercizio, che nelle apparecchiature standard copre una forchetta media che va da -5°C a +70°C, in modo da utilizzare le giuste mescole per le guarnizioni di tenuta ed i corretti grassi lubrificanti.
Nel caso di temperature più elevate di +70°C o più basse di -5°C serve consultare il costruttore che indicherà la giusta soluzione caso per caso.
In ambienti particolari, come ad esempio cabine di verniciatura, è possibile che le apparecchiature entrino in contatto con contaminanti emessi dai materiali di lavorazione presenti nell'ambiente o addirittura nell'aria compressa distribuita.
Questo potrebbe danneggiare le guarnizioni di tenuta compromettendo il funzionamento dell'intero impianto.
L'argomento verrà trattato successivamente nel capitolo dedicato agli elementi di tenuta.

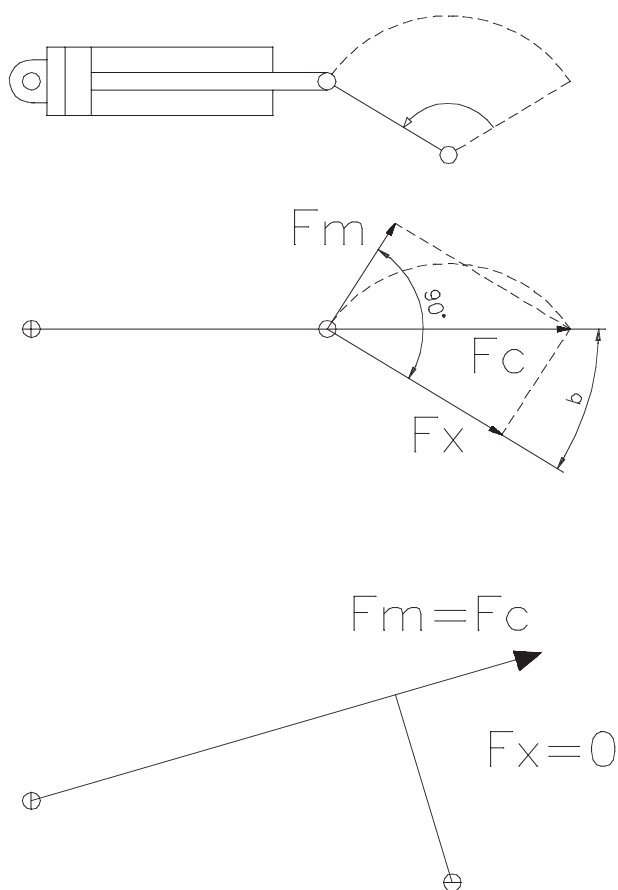
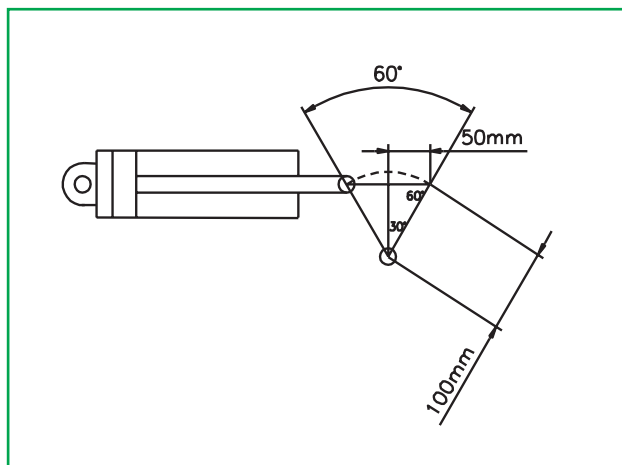
Consumi

Il consumo di aria di un cilindro è definito come:

Area del pistone x corsa x n° di corse singole al minuto x pressione assoluta

tenendo conto, per i cilindri a stelo singolo, che nella corsa di rientro bisogna detrarre dall'area del pistone quella occupata dallo stelo.
Si utilizza sempre un fattore correttivo K = 1,2 che moltiplica il valore calcolato per compensare i fenomeni di trasformazione di volume dovute alle perdite di calore per espansione che avvengono in maniera veloce all'atto dell'apertura di una valvola quando scarica l'aria compressa in atmosfera. Il consumo è misurato in litri.

13.17 ATTUATORI ROTANTI

In molte applicazioni, vi è la necessità di trasformare un movimento lineare in uno angolare per traslare degli oggetti tramite rotazione. L'angolo di rotazione può essere più o meno ampio. Per angoli fino a 90° si può usare un cilindro lineare vincolato con snodi alle estremità che aziona una leva, con i medesimi vincoli, e che trasformi la corsa lineare in angolo di rotazione.
La figura mostra l'applicazione in modo schematico ed evidenzia la scomposizione delle forza Fc generata dal cilindro nelle due componenti Fm ed Fx.
Fm è la componente che dovrà azionare la leva ed Fx la componente non attiva persa per compressione sulla leva.

La componente Fm sarà uguale ad Fc con Fx = 0 quando la leva è ortogonale all'asse del cilindro. Durante la rimanente rotazione Fx lavora in trazione rispetto alla leva.
Supponiamo di dovere dimensionare il nostro cilindro in una situazione analoga.
Si desidera fare compiere ad una leva lunga 100mm una escursione angolare di 60° ed il momento da vincere è pari a 20 Nm. La pressione di esercizio è di 6 bar.

Per controbilanciare un momento di 20 Nm sono richiesti:

20 Nm / 0,1 m = 200 N (Momento / lunghezza leva in m)

La forza totale Fc del cilindro sarà quindi:

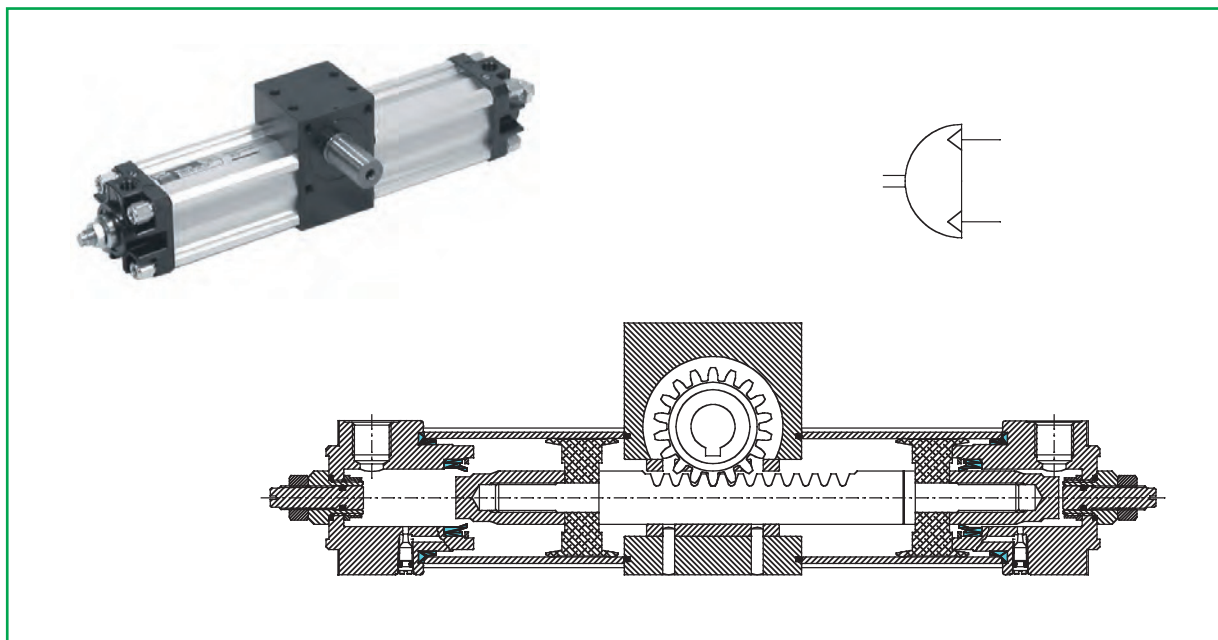
200 N / sen 60° = 200 / 0,866 = 231 N (23,1 daN)

Conoscendo ora la forza necessaria e la pressione di esercizio possiamo calcolare l'area del pistone :

Area = Forza / Pressione = 23,1 / 6 =3,85 cm²

Che corrisponde ad una circonferenza di diametro 22,14 mm.
Il cilindro che dovremo considerare è per il momento il Ø 25. Sappiamo però che il rapporto di carico deve essere al massimo uguale al 70%, cosa che ci fa decidere di utilizzare il Ø 32. Passiamo ora al calcolo della corsa definendo la corda che sottende l'arco di circonferenza direttamente in mm :

(Lunghezza della leva x sen 30°) x 2 = (100 x 0,5) x 2 = 100 mm

Per consentire maggiori angoli di rotazione si utilizza invece un cilindro dedicato chiamato attuatore rotante.
Sono apparecchi muniti di meccanismo pignone/cremagliera come mostrato nella figura riportata alla pagina seguente.
L'albero che fuoriesce dal blocco centrale è collegato ad un pignone che ingrana su di una cremagliera mossa alternativamente da due pistoni. Viene così generata una coppia la cui entità dipende dalle dimensioni dell'attuatore e dalla pressione di esercizio.
Il dimensionamento di questo apparecchio viene fatto tenendo in considerazione la velocità di rotazione e l'angolo di attuazione.
In presenza di velocità di rotazione lenta (90° in più di 2 secondi) la coppia generata è il principale valore da considerare conoscendo massa e raggio di applicazione.Se invece la rotazione avviene velocemente (90° in meno di 1 secondo) è necessario fare attenzione alla energia cinetica da smorzare.

Quando si accelera una massa fissata ad un braccio, l'energia cinetica è infatti il parametro dominante. In applicazioni di questo tipo non bisogna considerare la massa in Kg come nelle movimentazioni lineari, ma il momento di inerzia in N/m^2 che nella formula dell'energia sostituirà la massa. In un moto rotativo il momento di inerzia I di un punto teoricamente privo di dimensioni ed avente una massa m alla distanza r dall'asse rotazione è pari a:

$$I = m \times r^2$$

Le formule dei momenti di inerzia per corpi con differenti geometrie vengono riportate sui manuali di meccanica.
La velocità angolare ω viene invece misurata in radianti al secondo (rad/sec).
1 rad = 57,3°, quindi :
90° corrispondono a 1,57 rad , 180° a 3,14 rad , 360° a 6,28 rad:
L'energia cinetica da rotazione J vale:

$$J = \frac{I}{2} \omega^2$$

Ogni attuatore rotante possiede una capacità di ammortizzo propria espressa in Joule ed in funzione di questa si possono calcolare i tempi di rotazione di una determinata massa fissata ad un braccio:

$$T = \sqrt{\frac{2 I \times \vartheta^2}{E}}$$

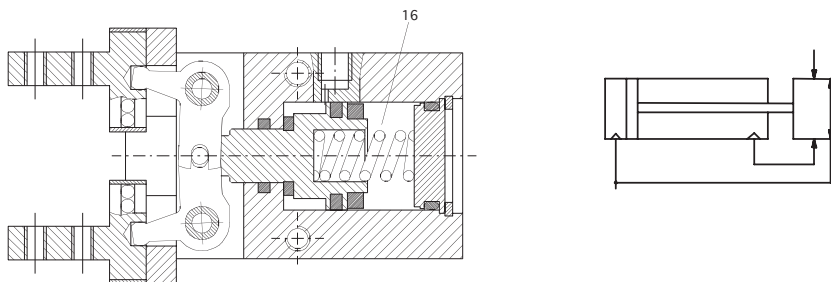
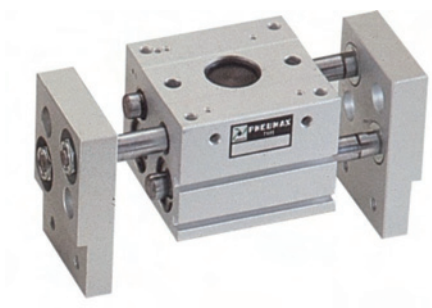
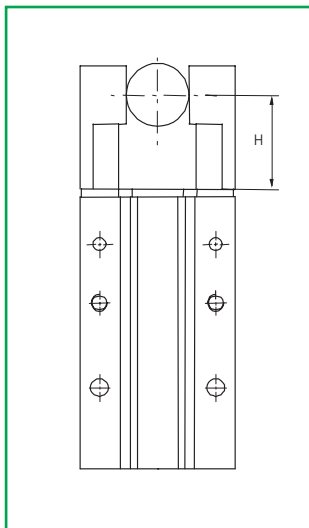
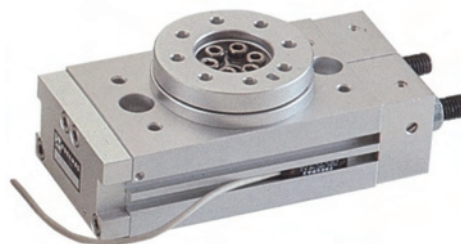
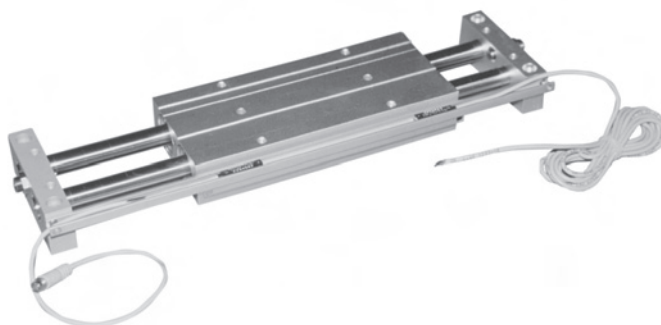
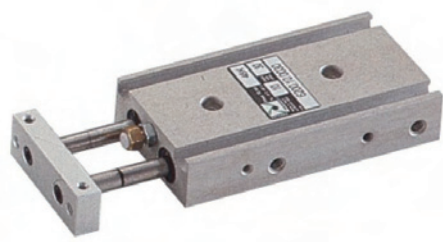
T = tempo di rotazione in secondi
I = momento di inerzia in N/m^2
ϑ = angolo di rotazione in radianti
E = energia cinetica in Joule

Il tempo di rotazione deve essere uguale o maggiore al valore calcolato.
Il sistema pignone/cremagliera è il più utilizzato, esistono però altri apparecchi che sono costituiti da un rotore inserito in una sede cilindrica. Il rotore è dotato di guarnizioni di tenuta per la separazione delle due camere. Fermi meccanici regolabili determinano l'angolo di rotazione.

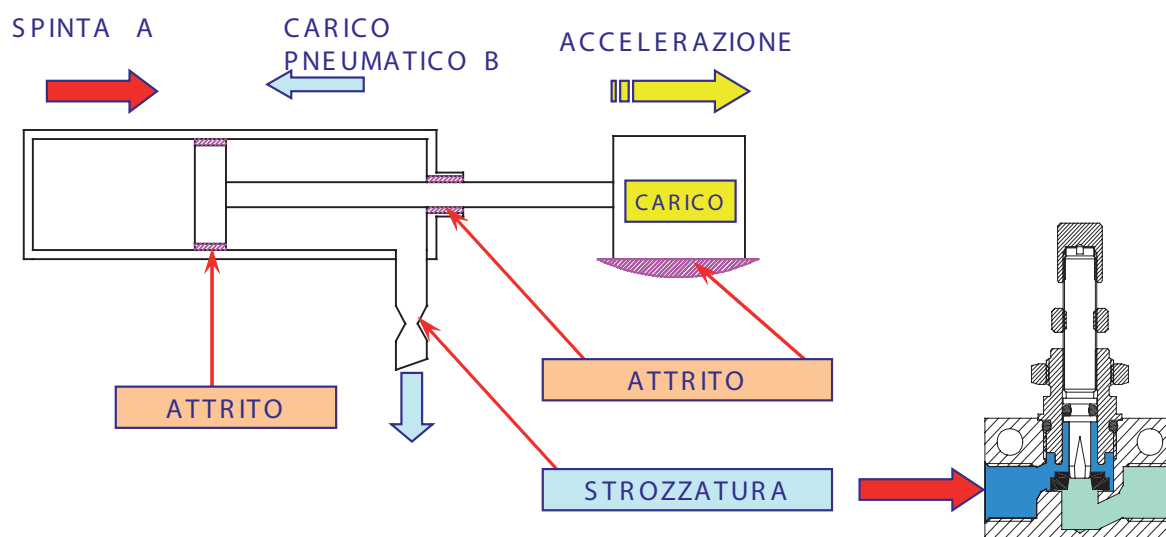
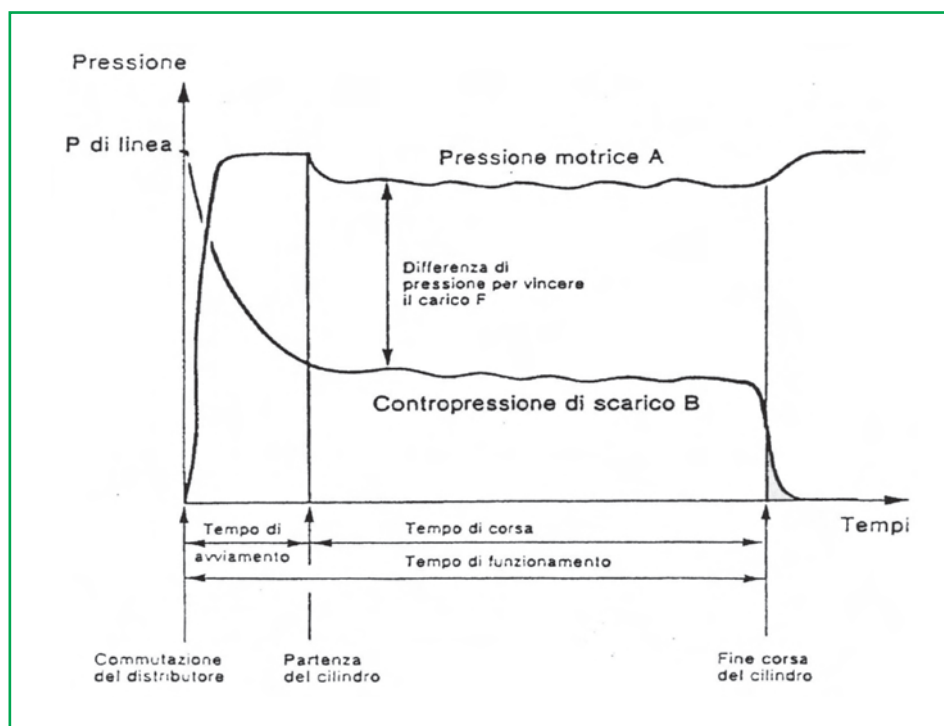
13.18 MANIPOLAZIONE, PINZE O MANI DI PRESA, UNITÀ DI TRASLAZIONE

Questi attuatori sono prodotti per servire il settore di automazione che si occupa di robotica, manipolazione, assemblaggio etc.
Sono apparecchiature particolari ed il cilindro pneumatico che le aziona permette la chiusura o l'apertura delle "dita"che possono afferrare diversi oggetti.
Ne esistono di svariati tipi e di svariate dimensioni per potere servire i settori citati nella maniera più completa possibile. Il dimensionamento della mani di presa si differenzia completamente dagli altri cilindri. La forza di presa totale espressa è la somma aritmetica della forza di ogni singolo dito e deve avere un valore di 10 o 20 volte il peso dell'oggetto che andrà ad afferrare. Il motivo di un simile dimensionamento è che nella stragrande maggioranza dei casi la pinza si muove su di un altro attuatore per trasferire il pezzo e molte volte, il movimento è di rotazione veloce. La pinza, in virtù della forza centrifuga o del coefficiente di attrito del materiale costituente l'oggetto, potrebbe rilasciare il pezzo durante il lavoro.

L'apertura e la chiusura delle dita può essere parallela, angolare a 30° e 180° oppure con funzione autocentrante nel caso delle pinze a tre dita.

Ogni famiglia di pinze offre differenti prestazioni in funzione dei diametri e della lunghezza degli accessori che si montano sulle dita.

La sezione mostra il sistema di leverismo adottato per il movimento parallelo delle dita. Per la manipolazione di pezzi di grandi dimensioni si utilizzano mani a grande corsa di apertura e le dita sono sincronizzate da un sistema pignone/cremagliera. Per ognuna di queste mani sono previste tre differenti corse.

Per ognuna delle pinze, la forza totale di presa diminuisce all'aumentare della quota H.
I cataloghi indicano sui diagrammi la relazione tra forza e quota H.

Il programma di manipolazione viene completato dalle unità lineari di traslazione e da attuatori rotanti dedicati su cui, molto spesso, vengono montate le mani di presa per formare veri e propri manipolatori.
Semislitte, slitte e cilindri compatti guidati sono le unità di traslazione, gli attuatori rotanti a singola e doppia cremagliera le unità di rotazione.

Le unità lineari possono essere dimensionate come un qualsiasi cilindro così come le unità di rotazione seguono i criteri di dimensionamento degli attuatori rotanti.

13.19 REGOLAZIONE DELLA VELOCITÀ

Per tutte le tipologie di attuatori incontrate sino ad ora, la regolazione della velocità di attuazione viene effettuata controllando l'aria della camera in scarico, salvo casi particolari.
Essendo comunque l'aria un gas comprimibile, la regolazione risulta difficoltosa soprattutto alle basse velocità. Non è possibile ottenere velocità costanti perchè qualsiasi variazione dovuta al carico resistente, a sbalzi di temperatura o di pressione si traducono in variabili che influenzano la regolazione. Per semplicità illustreremo in modo schematico il sistema di regolazione della velocità.

Quando si alimenta la camera posteriore, la camera anteriore è posta in scarico e, tra via di evacuazione della valvola di comando e cilindro, viene interposta una strozzatura variabile che controlla la portata nella direzione della freccia. Quello che accade, se prendiamo in considerazione le pressioni che si vengono a creare nelle due camere, è evidenziato dal diagramma riportato alla pagina seguente.
La pressione motrice o di spinta A attende che la contro pressione in scarico B raggiunga un valore tale per cui la differenza tra A e B permetta di esprimere una forza capace di vincere carico resistente ed attriti ed imprimere poi una accelerazione.
Quando regoliamo in più od in meno la strozzatura aumentiamo o diminuiamo la contro pressione di scarico B. Il risultato è che un carico pneumatico insisterà in maniera diversa sulla superficie anteriore del pistone causando la regolazione di velocità. Il cilindro deve essere dimensionato in maniera corretta rispettando il rapporto di carico. Un rapporto di carico troppo alto non consente una buona regolazione della velocità. La differenza tra A e B sarebbe già in partenza troppo ampia e qualsiasi tentativo di restrizione allo scarico ne provocherebbe una diminuzione tale da bloccare il movimento per mancanza di forza necessaria che vinca la forza resistente. La fermata sarà lunga tanto quanto basta per ottenere la giusta differenza tra A e B, dopo di che il fenomeno si ripete con le stesse modalità. Si ottiene l'avanzamento tipico a saltelli soprattutto alle basse velocità.

Anche con rapporti di carico corretti, è bene ricordare che velocità molto basse non sono ottenibili controllando semplicemente lo scarico, pena l'avanzamento a saltelli.
Vedremo in seguito come agire quando siano necessari controlli di velocità estremamente basse e costanti.

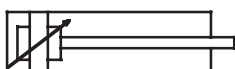
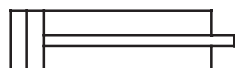
Blocco meccanico dello stelo

Il cilindro pneumatico non si presta molto bene ad applicazioni in cui sia prevista una fermata intermedia.
Lo stop può essere fatto cercando di intrappolare nelle due camere le pressioni di alimentazione e di scarico ed aspettare che si crei un equilibrio di forze che faccia fermare il pistone.
L'operazione si può fare semplicemente, ma il punto di stop non è assolutamente ripetibile e la stabilità sul punto è precaria.
La situazione è migliorabile utilizzando un accessorio da montare sulla parte anteriore del cilindro che permette un blocco meccanico sullo stelo. In questo caso è necessario equilibrare le camere intercettando le vie di ingresso e di scarico o meglio ancora alimentare entrambe le camere del cilindro giocando con le pressioni per raggiungere l'equilibrio.
Dopo questa operazione può intervenire il meccanismo di blocco dello stelo, il cui compito è quello di trattenere il solo carico applicato al cilindro. Il carico è bloccato in entrambe le direzioni da un meccanismo a doppia ganascia. Il bloccaggio avviene in maniera negativa, cioè il meccanismo interviene ponendo allo scarico il segnale pneumatico di comando, una molla provvede ad azionare le ganasce di blocco.
Non si deve considerare un dispositivo di sicurezza, ma un componente che può essere inserito in un sistema che deve essere omologato.

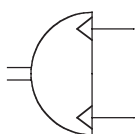
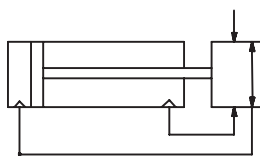
La forza di serraggio è in funzione della taglia dell'apparecchio che è possibile montare su microcilndri ISO 6432 a partire dal Ø 20 e su cilindri ISO 15555 dal Ø 32 al Ø 125. Bisogna sempre utilizzare steli con superficie dura (con riporto di cromo) e nel caso di necessità di acciai inossidabili, montare steli inox cromati.

RIEPILOGO SIMBOLI

Cilindro s.e. in spinta

Cilindro s.e. in trazione

Cilindro doppio effetto ammortizzato

Cilindro doppio effetto

Cilindro doppio stelo

Cilindro senza stelo

Attuatore rotante

Pinza a doppio effetto

Capitolo 14

VALVOLE DI CONTROLLO DIREZIONALE

14.1 VALVOLE DI CONTROLLO DIREZIONALE

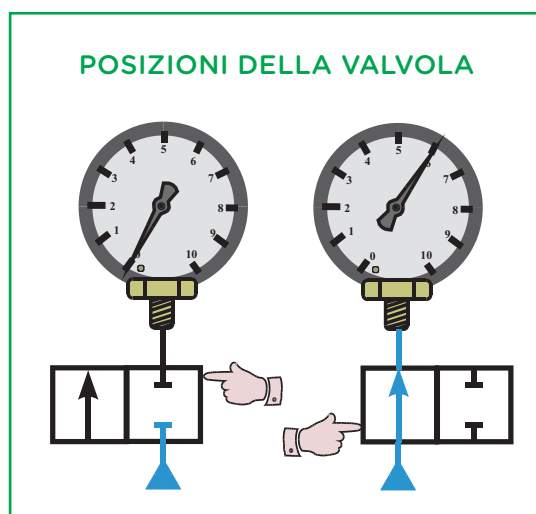
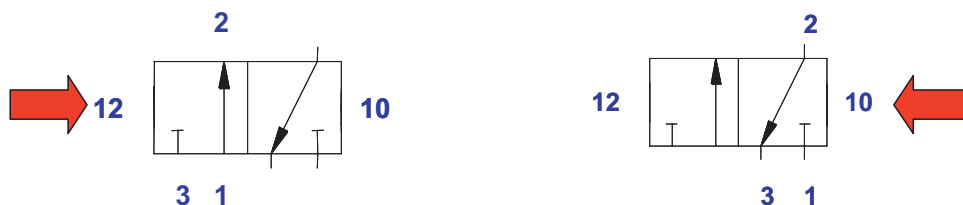
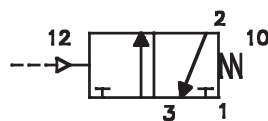
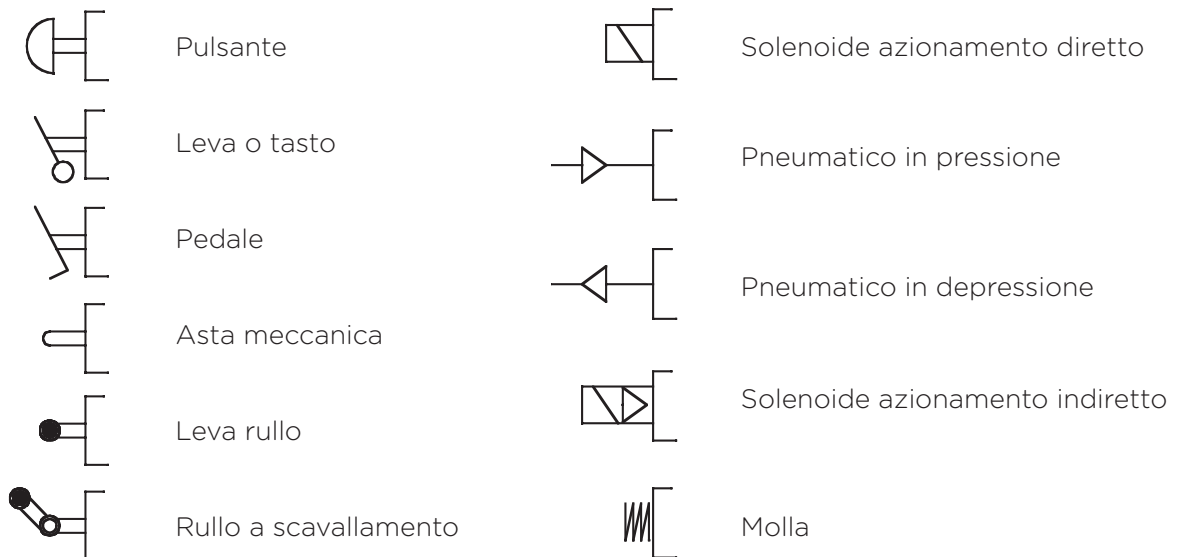
Le valvole di controllo direzionale deviano un flusso di aria compressa tra le vie interne mediante azionamenti o comandi esterni.
Le valvole sono caratterizzate da:

- **numero di vie**
- **numero di posizioni**
- **tipo di azionamento**

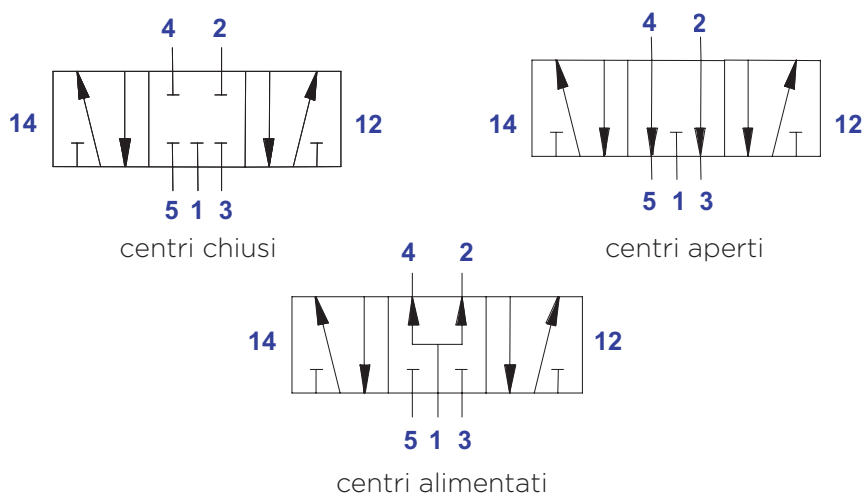
Numero di vie e di posizioni

Molto semplicemente il numero di vie di una valvola può essere individuato contando il numero di attacchi presenti sul corpo escludendo quelli dedicati ai comandi.
Se una valvola possiede due attacchi sul corpo la possiamo definire a due vie, se ne possiede tre a tre vie ecc.
Il numero di posizioni è quello che la valvola può assumere quando azionata dai comandi, compresa la posizione di riposo. Nella prassi comune una valvola 2/2 definisce una apparecchiatura che possiede due vie / due posizioni. Il primo numero identifica il numero di vie e, il secondo dopo la barra, il numero di posizioni.

Per valvole 2/2 e 3/2 è importante identificare la funzione della posizione preferenziale o di riposo, per sapere se l'aria compressa è intercettata alla bocca di alimentazione e consente una uscita solo in presenza di un segnale di comando, oppure è libera di fluire verso l'uscita ed annullata con il segnale di comando.
Nel primo caso la definiamo normalmente chiusa (N.C.) e nel secondo normalmente aperta (N.A.). I simboli che identificano le valvole sono concepiti per descrivere in maniera completa la funzione, il numero di vie, di posizioni ed il tipo di azionamento.
Ogni quadrato rappresentato nel simbolo corrisponde ad una posizione ed all'interno di ognuno viene definita graficamente la funzione.

Il simbolo sopra riportato raffigura una valvola 2/2 N.C. assumendo il quadrato di destra come posizione di riposo. A completare il simbolo si aggiungeranno poi il tipo di comando e numeri che identificano tutti gli attacchi.
Nel simbolo, la valvola, assume sempre la posizione adiacente al comando ricevuto.

Le normative prevedono che la via di alimentazione sia identificata con il numero 1 e sia sempre indicata nel quadrato che definisce la posizione di riposo. La via di uscita nel caso 2/2 e 3/2 è sempre definita dal numero 2 nel medesimo quadrato.
Gli attacchi di comando sono numerati con 10 e 12.
10 è il comando adiacente alla posizione di riposo e 12 quello adiacente alla seconda posizione.

Il simbolo sopra disegnato rappresenta una valvola 3/2 N.C. e,come si può vedere, possiede la via di scarico numerata con 3 ed in condizioni di riposo l'uscita 2 non è intercettata come nel caso della 2/2 ma è collegata allo scarico 3. Le frecce indicano la direzione del flusso. Si può notare come i numeri di identificazione progressivamente aumentino all'aumentare del numero delle vie e quelli di comando rimangano invariati.
Il numero dei segnali di comando ha un preciso significato.
10 sta ad indicare che l'ingresso 1 è connesso con nulla, mentre 12 significa connettere 1 con 2. Quando 12 interviene, il quadrato da considerare è quello adiacente (figura sulla sinistra in basso alla pagina precedente), 1 è connesso con 2 e 3 che in precedenza era collegato verso lo scarico è ora intercettato.
Le valvole con riposizionamento su 10 tramite molla vengono chiamate **monostabili** od **unistabili** perché la posizione di riposo è predefinita. Significa anche che il segnale di uscita avrà durata uguale a quella del segnale di comando. La scomparsa del segnale di comando farà cambiare di stato il segnale di uscita.
Una valvola che non abbia posizione preferenziale, rimane in una delle due posizioni sino a quando uno dei due segnali non venga selezionato. Il comando, in questo caso, può essere un impulso e commuterà la valvola a condizione che comando opposto sia assente. Sono valvole definite **bistabili** o **di memoria** perchè ricordano l'ultimo segnale di comando ricevuto.
Il completamento del simbolo richiede la grafica del comando relativo ai numeri 10 e 12. I simboli di uso più comune sono:

Come esempio viene riportata una valvola 3/2 N.C. comando pneumatico ritorna a molla.
Le valvole 2/2 sono utilizzate nelle versioni N.C. ed N.A. come semplici valvole di intercettazione, mentre le 3/2 sono impiegabili per comandi di cilindri a semplice effetto o per l'invio di segnali ad altre valvole in virtù della terza via di scarico.

Per azionare invece un cilindro a doppio effetto sono necessarie due uscite tra loro complementari che alimentino alternativamente le due camere.
La valvola idonea è provvista di 5 vie, due delle quali sono le uscite, una l'alimentazione e le rimanenti due gli scarichi dedicati ad ognuna delle uscite.

Scompare in questo caso il comando numero 10 e viene sostituito da 12 che ora determina la posizione di riposo (1 collegato con 2). Viene inserito il numero 14 che significa collegamento di 1 con 4. La via di uscita complementare a 2 è 4 collegato al relativo scarico 5. Quando interviene 14 il quadrato da considerare attivo è quello adiacente. Il completamento del simbolo è fatto combinando il simbolo del comando a quello del corpo ricavando il relativo simbolo completo di una 5/2.
È frequente l'utilizzo di valvole a tre posizioni, in questi casi il simbolo è composto da tre quadrati e la posizione di riposo è quella centrale. Generalmente sono valvole a 5 vie e la posizione centrale deve avere una funzione specificata come "centri chiusi", "centri aperti" e "centri alimentati".

La posizione centrale viene mantenuta meccanicamente con fermi o molle calibrate ai due lati di comando, le posizioni laterali di lavoro si ottengono inviando i comandi a 12 e 14. Queste valvole, salvo casi particolari, sono unistabili.

Riepilogo numerazione degli attacchi

PNEUMATICA						3 VIE		5 VIE	
ISO	1	2	3	4	5	12	10	14	12
CETOP	P	B	S	A	R	Z	Y	Z	Y

Dopo avere analizzato le funzioni delle valvole attraverso i simboli, vediamo il loro funzionamento tramite sezioni semplificate. Le sezioni ci introducono alla tipologia costruttiva delle valvole stesse.

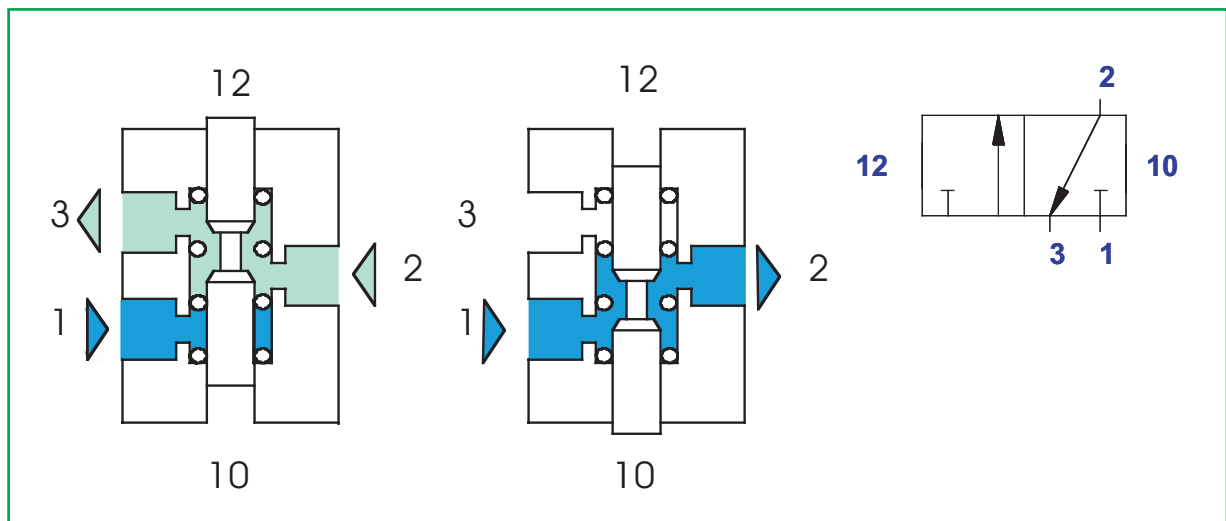
14.2 METODI DI COSTRUZIONE

Il simbolo, che è stampigliato sul corpo della valvola, ci dà indicazioni precise sulla funzione della valvola stessa, ma non ne definisce ne la taglia ne come essa è costruita. I modi di costruire una valvola sono diversi, ma solo due di questi sono oggi usati principalmente.

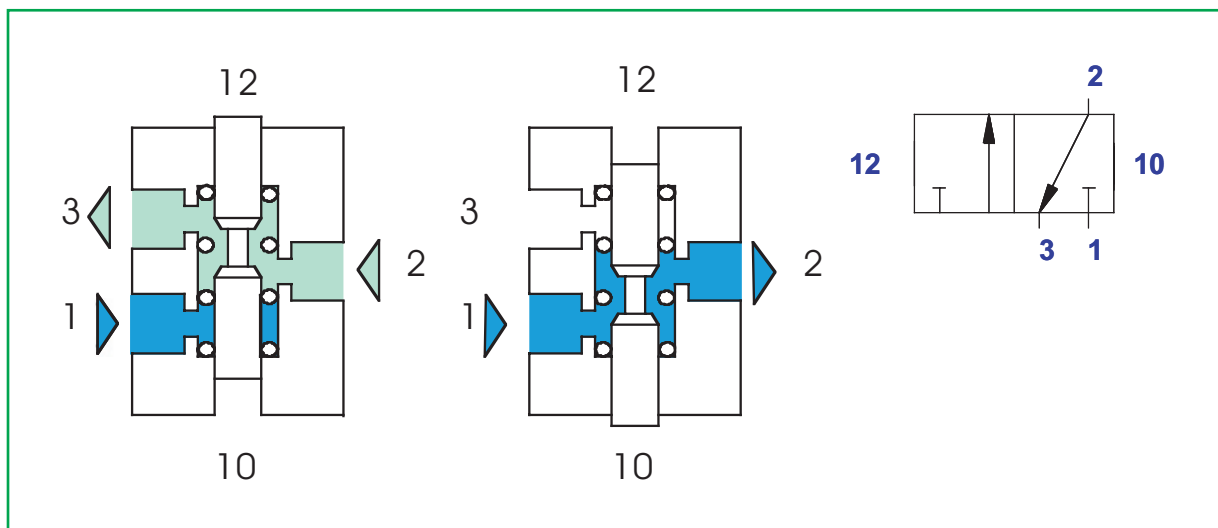
– costruzione a spola o cassetto
– costruzione ad otturatore

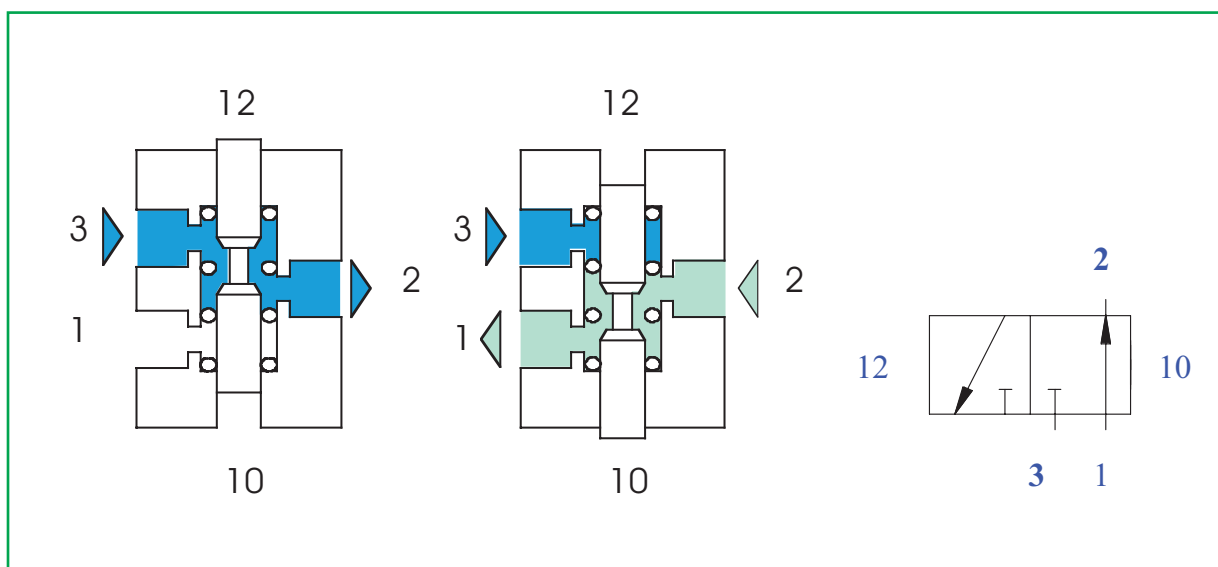
Costruzione a spola o cassetto

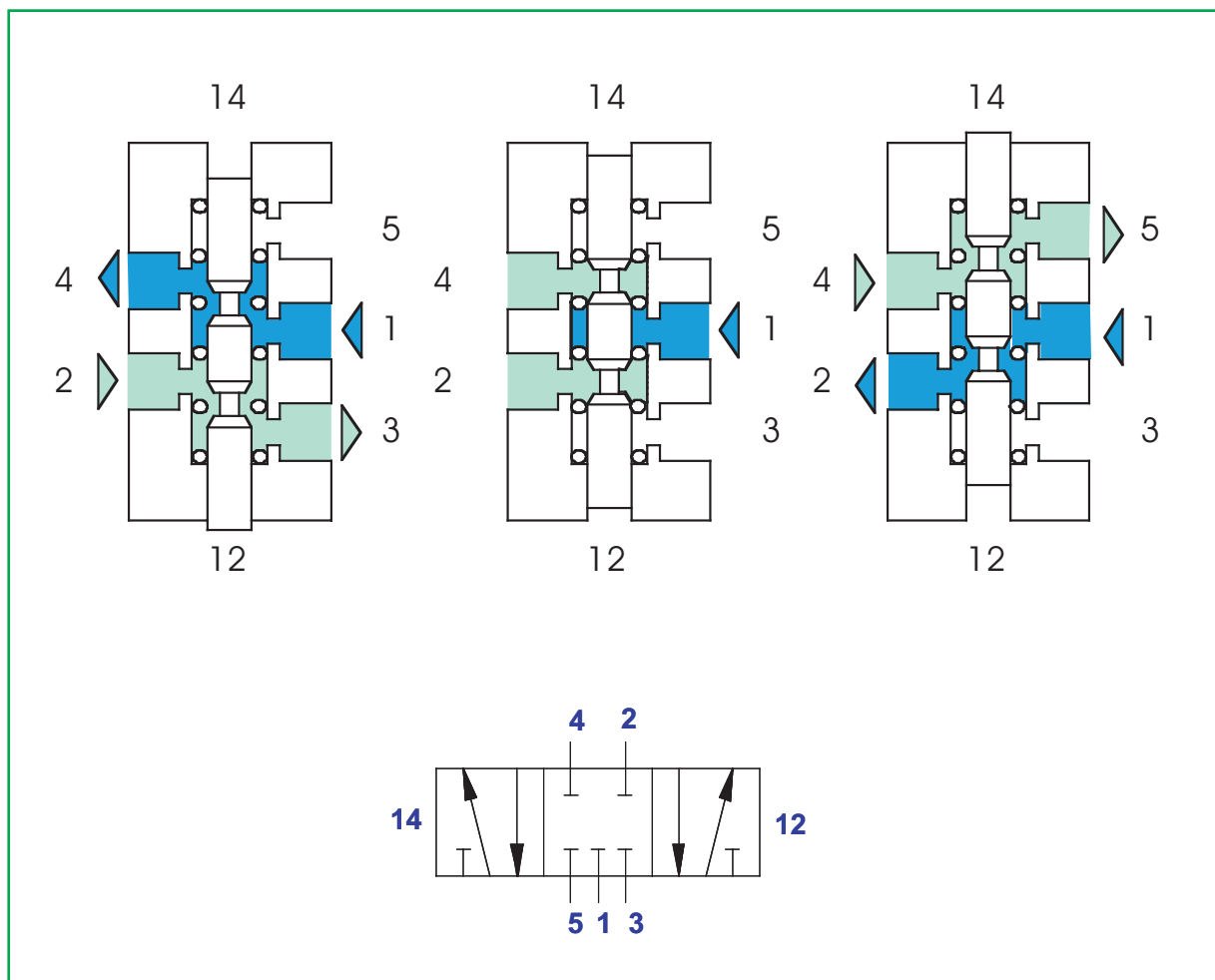
Questo tipo di valvola utilizza un albero, opportunamente sagomato, che scorre all'interno di un corpo valvola equipaggiato di guarnizioni tenute in sede da distanziali. Lateralmente, sul corpo, vengono ricavati gli attacchi filettati delle corrispondenti vie.

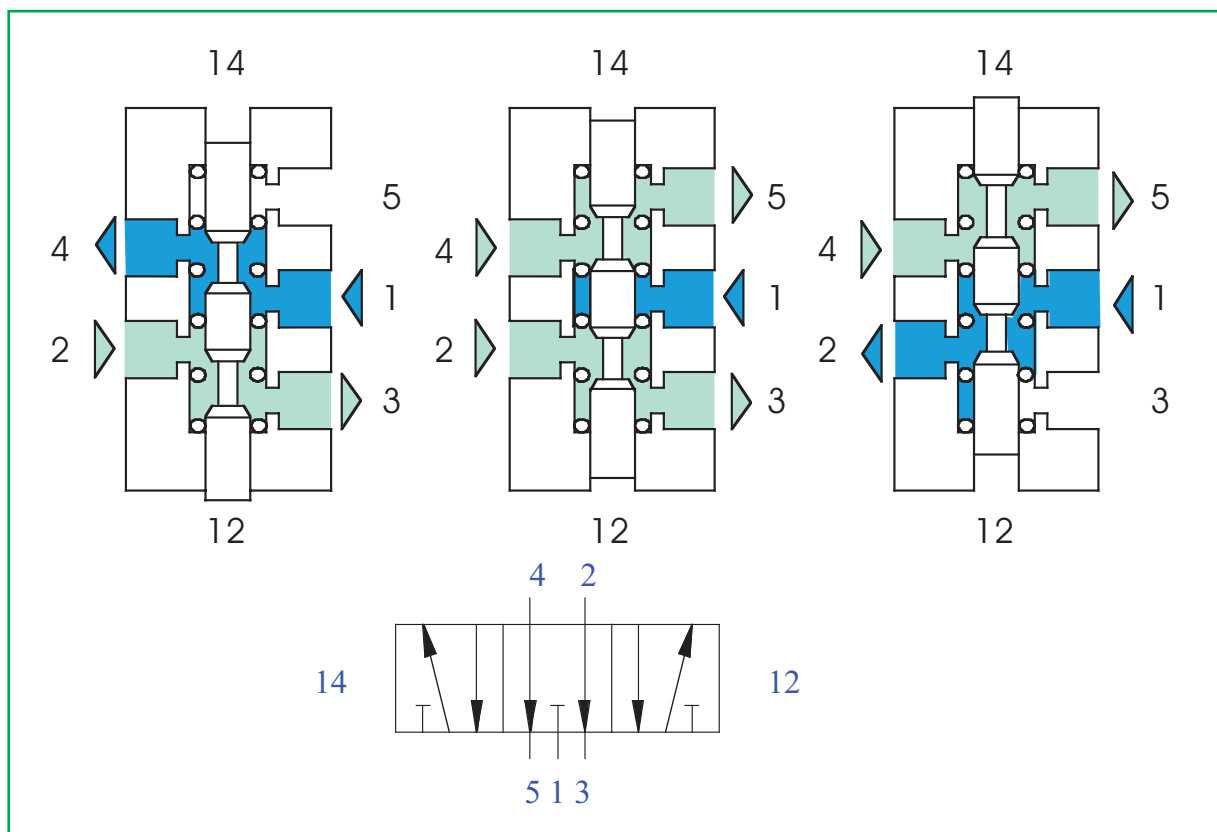
3/2 N.C.

La valvola rappresentata, affiancata dal simbolo, ci aiuta a comprendere il funzionamento.
La figura a sinistra mostra la valvola a riposo con prevalenza del comando 10, quella a destra la mostra azionata con prevalenza del segnale 12. Si può inoltre notare che la pressione agisce sempre in maniera ortogonale alla spola ed in questo modo, le

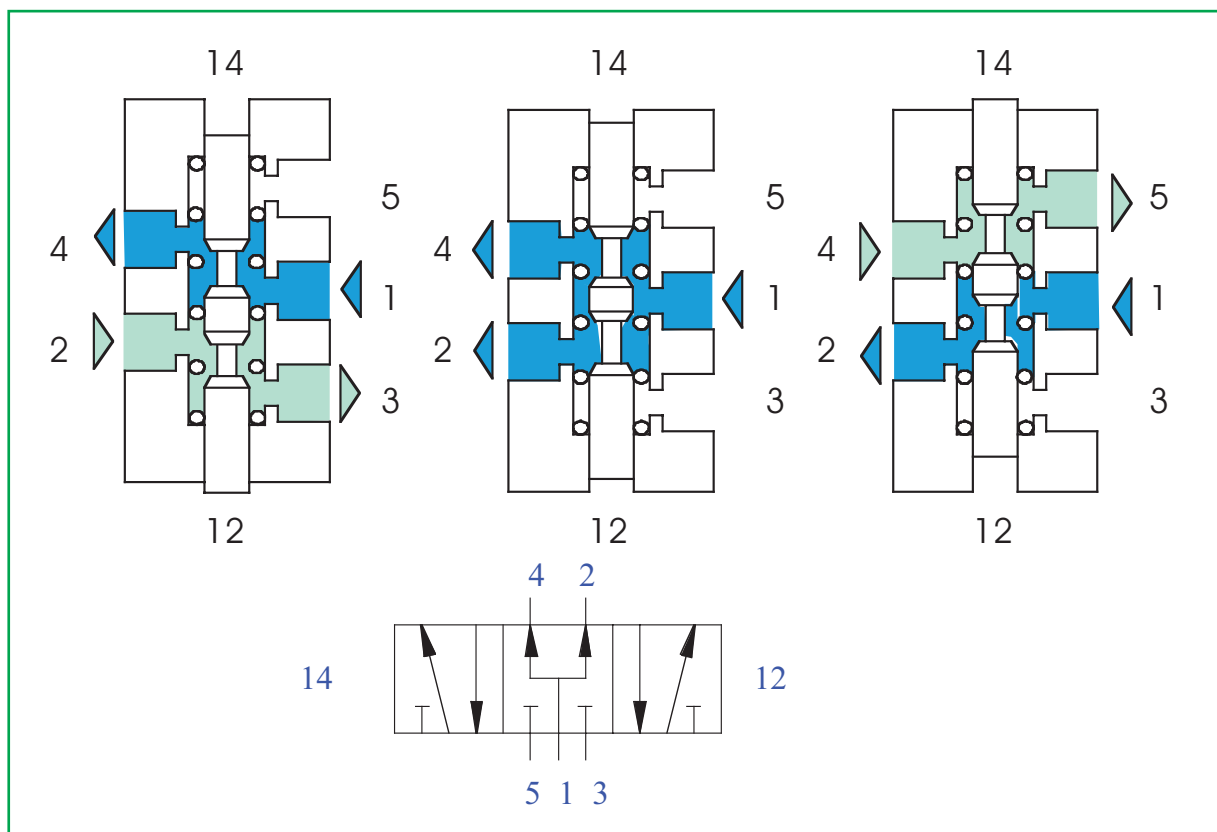
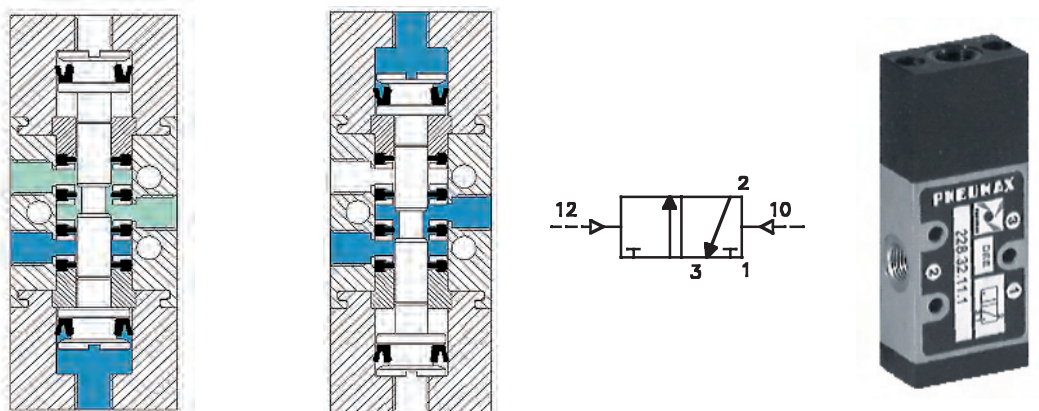
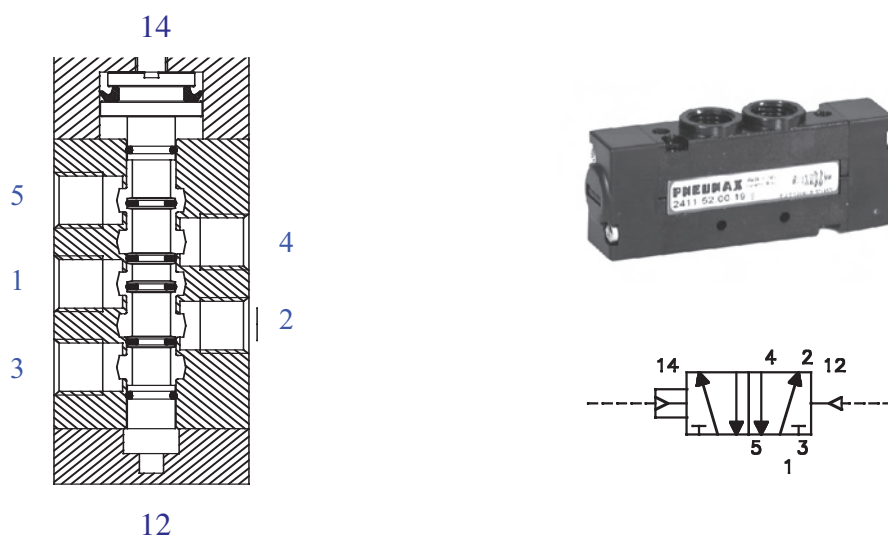
forze di azionamento necessarie per commutare la valvola sono sempre le stesse indipendentemente dalla pressione di alimentazione. Per questo sono chiamate a spola bilanciata.

3/2 N.A.

Nel caso di valvole a spola bilanciata, è possibile, semplicemente invertendo alimentazione e scarico, trasformarla da normalmente chiusa in normalmente aperta e volendo, chiudendo con un tappo lo scarico 3, tramutarla in 2/2.

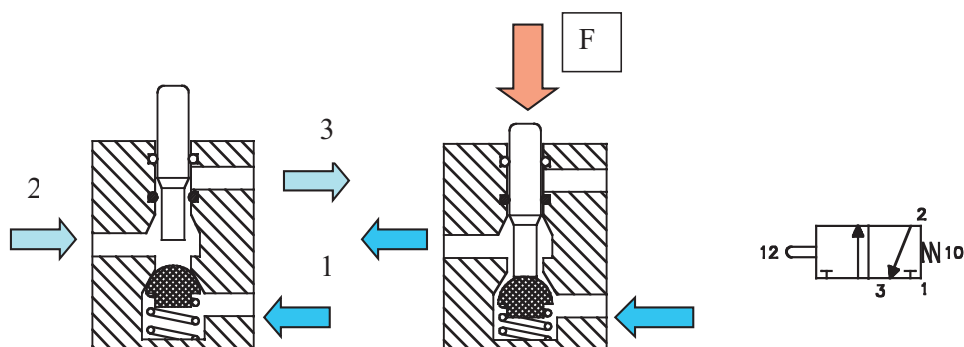
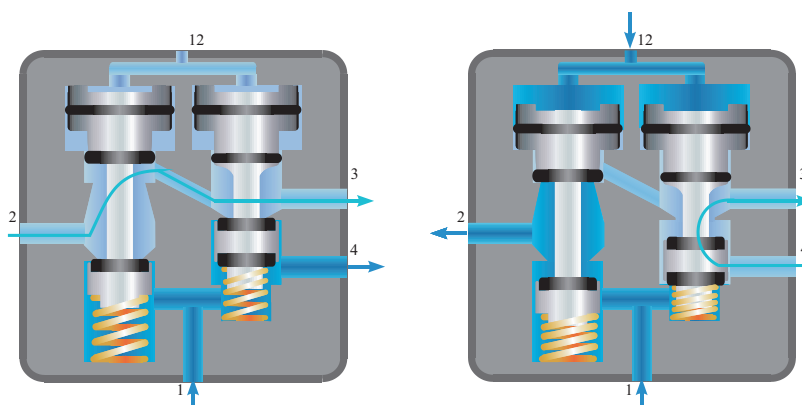
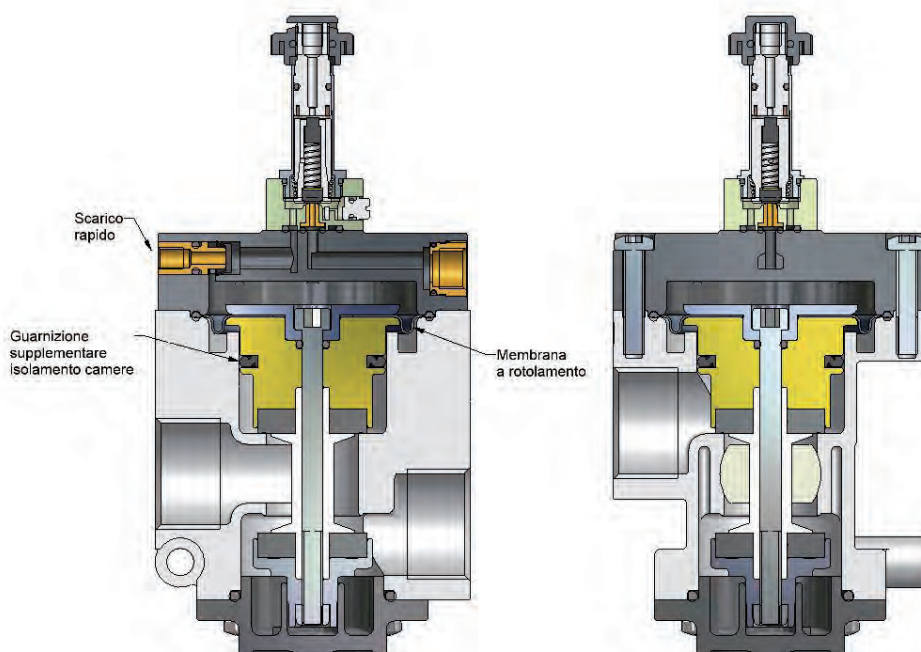
5/2

Anche in questo caso la figura di sinistra mostra la valvola a riposo e quella a destra la valvola in posizione di lavoro. Si possono notare gli scarichi separati per ogni via di uscita, lo scarico 3 dedicato all'uscita 2 e lo scarico 5 dedicato all'uscita 4.
Quando la mandata 2 è in pressione, la 5 è in scarico e viceversa.

5/3 centri chiusi

Le sezioni di destra e di sinistra mostrano la valvola attivata da 12 e da 14 e, come si può vedere si comporta come una normale 5 vie.
In assenza di comandi la valvola assume la posizione centrale ed intercetta tutte quante le vie. In caso di utilizzo per comandare un cilindro a doppio effetto, bloccare le mandate 2 e 4 significa intrappolare nelle due camere del cilindro la pressione in quel momento presente. Il cilindro continuerà la propria corsa fino a quando le forze che agiscono sui due lati del pistone raggiungono l'equilibrio.
A questo punto lo stelo del cilindro si ferma.
È una valvola utilizzata quindi per effettuare fermate intermedie, ma senza possibilità di ripetere la medesima posizione una seconda volta e, in caso di tra filamenti dai raccordi, lo stop è precario perché le forze contrapposte si squilibrano.
Può essere impiegato, come già accennato con meccanismi di blocco dello stelo.

5/3 centri aperti o allo scarico

La differenza con la precedente valvola sta nella posizione centrale. In questo caso l'alimentazione viene intercettata e le mandate 2 e 4 sono allo scarico attraverso 3 e 5. Le camere dell'attuatore comandato sono a pressione atmosferica. Un cilindro può essere liberamente mosso lungo tutta la corsa manualmente. Una delle applicazioni può essere rappresentata dal comando di un motore pneumatico, con senso di rotazione orario od antiorario a seconda dei comandi 12 e 14, la posizione centrale ne determina la fermata.

5/3 centri alimentati o in pressione

La posizione centrale alimenta le due camere del cilindro ed intercetta entrambi gli scarichi. È molto utile nelle applicazioni con blocco meccanico dello stelo in quanto compensa eventuali tra filamenti dai raccordi di mandata. La condizione è però che le superfici del pistone siano identiche. Deve essere impiegato quindi con cilindri a stelo passante. Quelle presentate sono le valvole più comunemente usate nel panorama dell'automazione con aria compressa.
La versione a spola bilanciata è di facile costruzione, semplice ed affidabile. Nel caso della valvola a tre posizioni si vede che, sostituendo semplicemente la spola, si possono realizzare le tre versioni appena descritte. Tutte devono però compiere corse di lavoro relativamente lunghe per aprire luci di passaggio che possano fornire portate congruenti con la taglia della valvola stessa. Possono funzionare con o senza apporto di lubrificazione a seconda delle indicazioni del costruttore.

La valvola rappresentata in sezione è una tradizionale 3/2 N.C. ad azionamento pneumatico e ritorno pneumatico nella posizione di riposo (sinistra) e di lavoro (destra) con il relativo simbolo. È costruita, come già detto, inserendo nel corpo guarnizion1 e distanziali, all'interno dei quali scorre la spola opportunamente sagomata. Le guarnizioni sono fisse all'interno del corpo quindi si possono definire passive. Una simile soluzione è piuttosto ingombrante ed i percorsi che l'aria è costretta a seguire sono piuttosto tortuosi. Le portate non sono ottimali se paragonale alla taglia della valvola. Le valvole di successive generazioni sono state progettate per ottimizzare al massimo il rapporto dimensione / portata. Oggi diviene sempre più importante ridurre dimensioni e pesi cercando di migliorare le prestazioni ed allungare la vita delle apparecchiature. Nascono valvole che portano a bordo della spola le guarnizioni di tenuta, spariscono i distanziali e le guarnizioni fisse con notevole razionalizzazione delle luci di passaggio. Le portate aumentano notevolmente a parità di dimensione.
Le guarnizioni si muovono con la spola e le possiamo definire attive.
L'immagine successiva mostra la sezione della valvola 5/2 con azionamento pneumatico e ritorno pneumatico differenziale interno che compie la funzione di una vera e propria molla.

L'area del comando pneumatico 14 è superiore a quella di 12 quindi 14 prevale su 12. L'alimentazione di aria compressa verso 12 viene inviata con un piccolo canale ricavato internamente al corpo direttamente dalla alimentazione principale 1.

Costruzione ad otturatore

La costruzione ad otturatore è caratterizzata da un tenuta frontale senza organi in strisciamento. Il sistema di tenuta è costituito da un disco provvisto di guarnizione che si stacca assialmente da una sede valvola. In questa maniera si mettono in comunicazione le vie della valvola. Si ottengono tenute perfette e grosse portate anche con piccole escursioni dell'organo di tenuta. Le forze di azionamento sono deboli quando la valvola non è alimentata, ma una volta sia fornita in alimentazione di aria compressa, questa forza aumenta all'aumentare della pressione. I simboli grafici non distinguono il tipo di costruzione, quindi rimangono gli stessi delle valvole a spola.
Lo schizzo mostra il principio di funzionamento di una valvola ad otturatore.

La pressione di alimentazione insiste sulla parte inferiore dell'otturatore ed è logico che la forza F di attuazione debba aumentare quando la pressione di alimentazione aumenta. Esegue commutazioni molto rapide in funzione di corse di apertura molto brevi e possono funzionare senza lubrificazione non avendo organi che strisciano.
Sono molto utilizzate quando sono necessarie alte portate. Non si prestano facilmente ad essere realizzate nella versione a quattro vie. Come si vede nella rappresentazione che segue, l'assieme è decisamente di realizzazione difficoltosa.

Nel caso di valvole 4/2 lo scarico delle uscite 2 e 4 è sempre comune in 3.
L'assieme è esattamente la composizione di due valvole 3/2 N.C. (lato sinistro della valvola nelle due figure), e da una 3/2 N.A. sul lato destro con alimentazione 1 in comune.

14.3 COMANDI DELLE VALVOLE

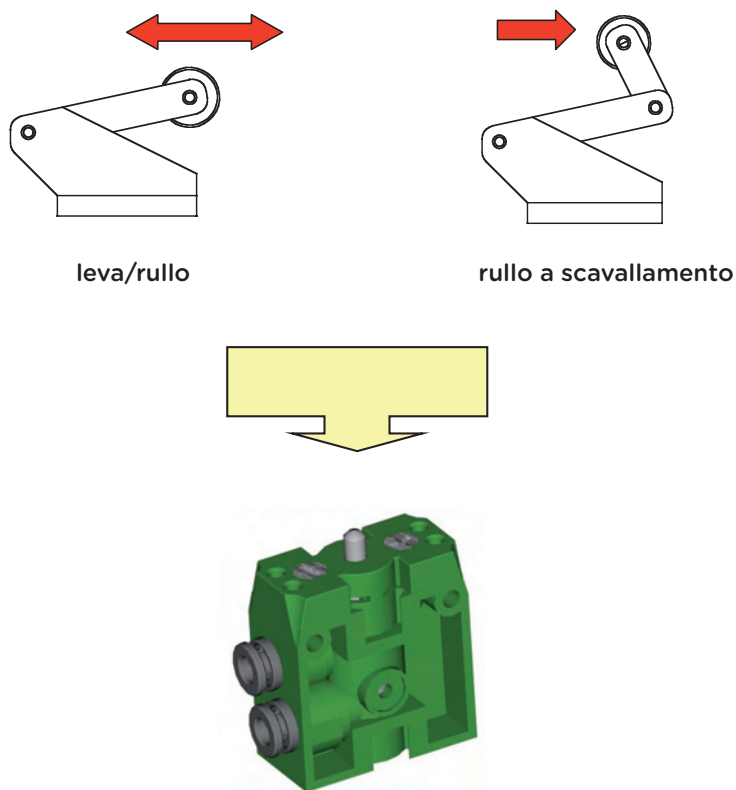
È assodato che le valvole vengono azionate tramite comandi che possono essere di diverso tipo:

- **manuale**
- **meccanico**
- **pneumatico**
- **elettrico**

Manuale

L'azionamento manuale viene ottenuto montando sul corpo valvola un elemento operatore azionato a mano. Sono quasi sempre posizionati su pannelli di comando di macchine e possono essere monostabili o bistabili. La funzione bistabile viene ottenuta con una ritenuta meccanica all'interno dell'operatore. La taglia di queste valvole di solito è piccola perché sono destinate ad inviare solo segnali di comando verso altri distributori e non necessitano quindi di portate elevate. Molto raramente sono di taglie superiori adeguate al comando diretto di un cilindro. L'elemento operatore prevede l'utilizzo di tutte le tipologie di valvole sino ad ora trattate.

Meccanico

Gli azionamenti meccanici sono stati ideati per la rilevazione della posizione di parti di macchina in movimento ed inviare segnali in pressione per il controllo del ciclo di lavoro. Possono essere azionati direttamente anche da cilindri sul cui stelo viene montata una camma allo scopo di segnalare la corsa avvenuta.
Le valvole più comuni sono quelle con la leva/rullo od il rullo a scavalcamento. La leva/rullo libera il segnale quando viene attivata nelle due direzioni, quindi si presta ad essere utilizzata come rilevatore di fine corsa, mentre il rullo a scavalcamento può essere attivato in una sola direzione. Nella direzione opposta il rullo viene premuto senza azionare però la valvola. Può quindi rilevare il passaggio dello stelo del cilindro nella direzione desiderata ed essere piazzato in qualsiasi punto della corsa.

Pneumatico

Il comando pneumatico viene sempre fatto a distanza (telecomando o comando remotato) e serve ad effettuare una amplificazione di portata,
Un segnale pneumatico, liberato da un pulsante o da una valvola di fine corsa di piccole dimensioni e quindi con piccola portata, pilota un'altra valvola di dimensioni maggiori con portata più alta.

Elettrico

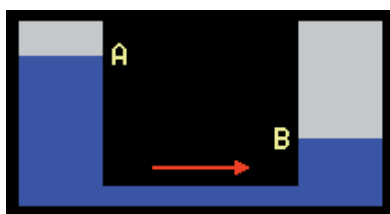
È il tipo di azionamento in assoluto più usato nella automazione pneumatica ed è sostanzialmente la trasduzione di un segnale elettrico in segnale pneumatico.
Nel paragrafo elettrovalvole verrà spiegato come ciò avviene.

14.4 ELETTROVALVOLE

L'elettrovalvola è l'elemento che permette di trasformare un segnale elettrico in segnale pneumatico. Sono apparecchi molto diffusi e vengono usati quando il criterio di organizzazione di un impianto automatico prevede come uscite segnali elettrici, come ad esempio in sistemi di controllo elettronici.

Prima di addentrarci nell'argomento elettrovalvole è bene ricordare i principi elettrici fondamentali.

La tensione

Un semplice esempio può spiegare il significato di tensione:
due serbatoi di acqua sono collegati con un tubo. Se il livello A, nel primo serbatoio, è identico al livello B del secondo, non si ottiene alcun movimento dell'acqua, mentre se esiste una differenza di altezza, avviene un passaggio di acqua dal serbatoio con livello più alto a quello con livello più basso.
Per ottenere il flusso si ha bisogno di una differenza di livello. La tensione quindi è la differenza di potenziale tra i due capi di un conduttore e si misura in V (Volt).

La corrente

La corrente è un flusso di carica elettrica che attraversa un conduttore ed è paragonabile in pneumatica alla portata dell'aria in un tubo. Più il tubo è di grosse dimensioni più alta sarà la capacità di portare aria. Identica situazione si verificherà nel conduttore.
L'unità di misura della intensità di corrente è lo A (Ampere).

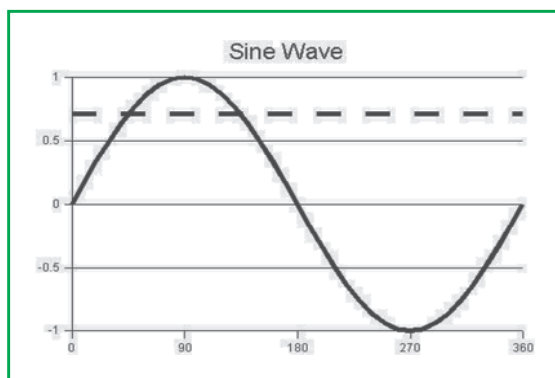
La potenza

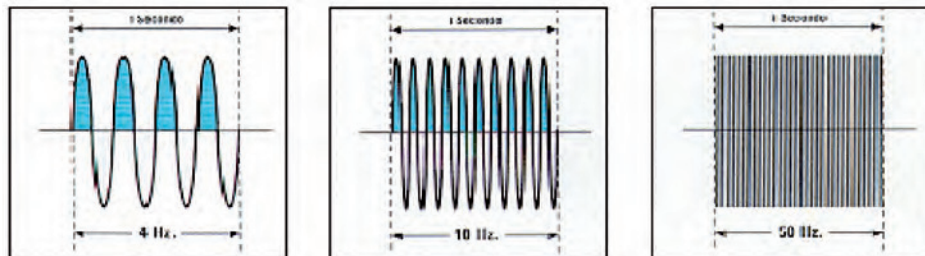
La potenza è il prodotto fra tensione e corrente:

$$W = V \times I$$

L'unità di misura della potenza è il W (Watt).

Corrente alternata

La corrente alternata è caratterizzata da un flusso di corrente variabile nel tempo, sia nella intensità che nella direzione con intervalli più o meno regolari. L'andamento del valore di tensione elettrica nel tempo è la forma d'onda.
L'energia elettrica distribuita comunemente ha una forma d'onda sinusoidale ed il valore misurato in V non è il picco più alto dell'onda, ma un valore inferiore indicato con la linea tratteggiata sul diagramma che viene definito di tensione efficace (Veff).

La frequenza

La frequenza è il numero di cicli di andata e ritorno che vengono effettuati in un secondo. La frequenza si misura in Hz (Herz). In Europa la corrente alternata ha frequenza di 50 Hz, in America di 60 Hz.

Corrente continua

La corrente continua è caratterizzata da un flusso di corrente di intensità e direzione costanti nel tempo. In corrente continua, a differenza della alternata, è molto importante rispettare il verso della corrente, ovvero la polarità.

La resistenza

Un conduttore, a seconda del materiale di cui è costituito, si oppone al passaggio di corrente offrendo una resistenza. A parità di materiale, un cavo corto e di grande diametro ha una resistenza inferiore a quella di un cavo lungo e sottile. Il paragone con i tubi pneumatici è corretto, anche se in pneumatica non esiste alcuna unità di misura per la resistenza, ma per il suo contrario e cioè la conduttanza. La capacità di flusso è misurata con la sezione equivalente in mm^2 o con fattori di flusso kv o Cv.
L'unità di misura elettrica della resistenza è l'Ohm. La resistenza è anche un componente elettronico che agisce come un freno.

La legge di Ohm

La legge di Ohm dice: la tensione è uguale al prodotto della corrente per la resistenza.

$$V = R \times I$$

Conoscendo due valori della relazione appena descritta si risale semplicemente al valore incognito.

$R = V / I$	calcolo la resistenza conoscendo la tensione e la corrente
$R = V^2 / W$	calcolo la resistenza conoscendo la tensione e la potenza
$I = V / R$	calcolo la corrente conoscendo la tensione e la resistenza
$V = R \times I$	calcolo la tensione conoscendo la resistenza e la corrente
$W = V \times I$	calcolo la tensione conoscendo la resistenza e la corrente
$W = R \times I^2$	calcolo la potenza conoscendo la resistenza e la corrente
$W = V^2 / R$	calcolo la potenza conoscendo la tensione e la resistenza

R = Resistenza espressa in ohm
I = Intensità di corrente espressa in Ampere
V = Tensione espressa in Volt
W = Potenza espressa in Watt

Magneti

Se una barra di ferro viene esposta per un certo periodo di tempo ad un elevato campo magnetico, si magnetizza anch'essa. Il fenomeno si chiama magnetismo permanente ed è la capacità della barra in ferro di attrarre altri oggetti dello stesso materiale. Le linee di forza magnetica possono essere facilmente visualizzate con della limatura di ferro su un foglio di carta posto sopra al magnete. Il magnete ha un polo nord ed un polo sud. Se si tiene infatti un magnete appeso ad un filo, una delle sue estremità punterà sempre verso nord, questo sarà il polo della calamita definito nord. I poli diversi si attraggono, i poli uguali si respingono. Se due magneti sono posti in serie l'uno con l'altro, il campo magnetico è uguale a quello generato da una unica calamita delle stesse dimensioni.

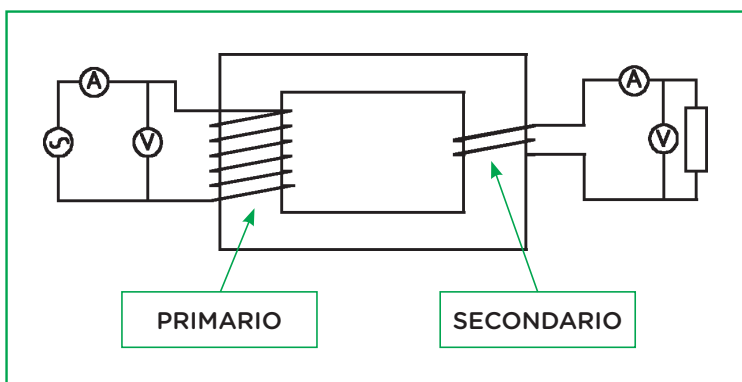
Elettromagnetismo

La corrente elettrica ed il magnetismo sono strettamente correlati perchè se un cavo è percorso da corrente elettrica, genera un campo magnetico, che deve essere visto come una serie di linee di forza che formano anelli concentrici chiusi attorno al filo.

Induzione

Se attraverso questo campo magnetico si muove un cavo, in esso si genera una corrente elettrica. Questa produzione di corrente elettrica viene chiamata induzione elettromagnetica. Il fenomeno viene usato nella dinamo e nei generatori, dove si induce una corrente in una bobina che ruota in un campo magnetico statico. Si può produrre rispettivamente corrente continua od alternata.

Principio del trasformatore

Un trasformatore è formato da due o più bobine avvolte comunemente attorno ad un nucleo di ferro come illustrato nella figura che segue. Secondo il principio di azione e reazione una corrente alternata genera un campo magnetico alternato, così come un campo magnetico alternato genera una corrente alternata in una bobina che si trovi al proprio interno.
Se l'avvolgimento primario ha un numero di spire maggiore rispetto al secondario, una alimentazione in alternata genera una alta tensione con una bassa corrente. Nel secondario, che ha minore numero di spire, avremo una bassa tensione ed un'alta corrente.

Corrente e rispettivo flusso magnetico generati nel secondario avranno uno sfasamento in ritardo rispetto al primario.
È possibile generare una alta tensione e bassa corrente o viceversa.

Sfasamento

La resistenza induttiva è la causa dello sfasamento, ed in caso di resistenza induttiva pura, lo sfasamento sarà pari a 90° come avviene nel caso che l'avvolgimento secondario sia di una sola spira chiusa su se stessa ,quindi senza resistenza ohmica (spira in corto circuito).
Con la componente ohmica della bobina questo sfasamento è inferiore a 90°. Ad esempio nei motori a corrente alternata si trova sempre l'indicazione cos φ dove φ rappresenta l'angolo di questo sfasamento. La potenza media effettiva è quindi;

$$P = Veff \times Ieff \times \cos \varphi$$

dove Veff è la tensione efficace ed Ieff la corrente efficace ($1/\sqrt{2}$ = 0,707 del valore di picco) . Questa potenza effettiva o reale viene misurata in Watt al contrario di quella apparente che è misurata in VA (Volt Ampere).

Impedenza

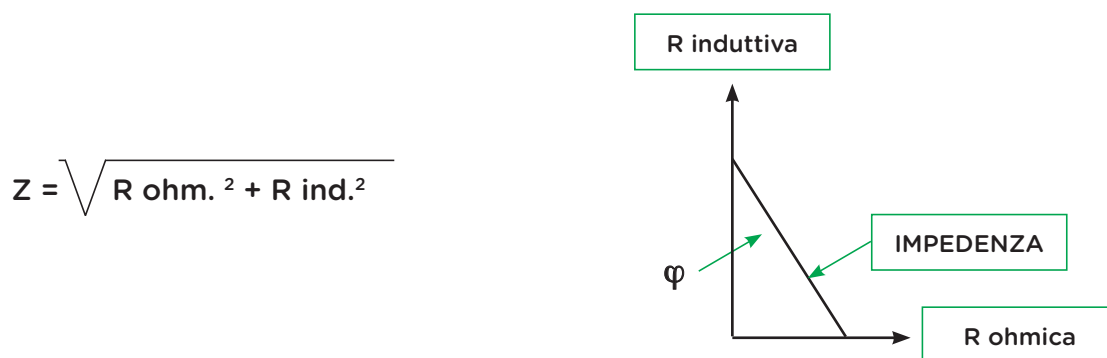
L'impedenza Z è la risultante della resistenza ohmica del filo e di quella induttiva.

$$Z = \sqrt{R\ ohm.^2 + R\ ind.^2}$$

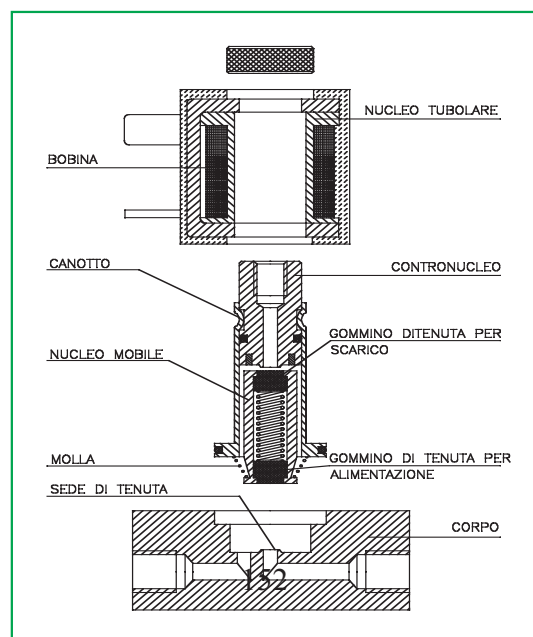
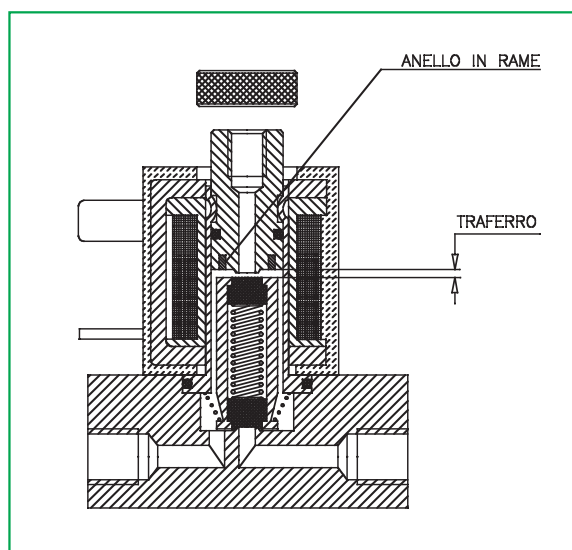
R induttiva

φ

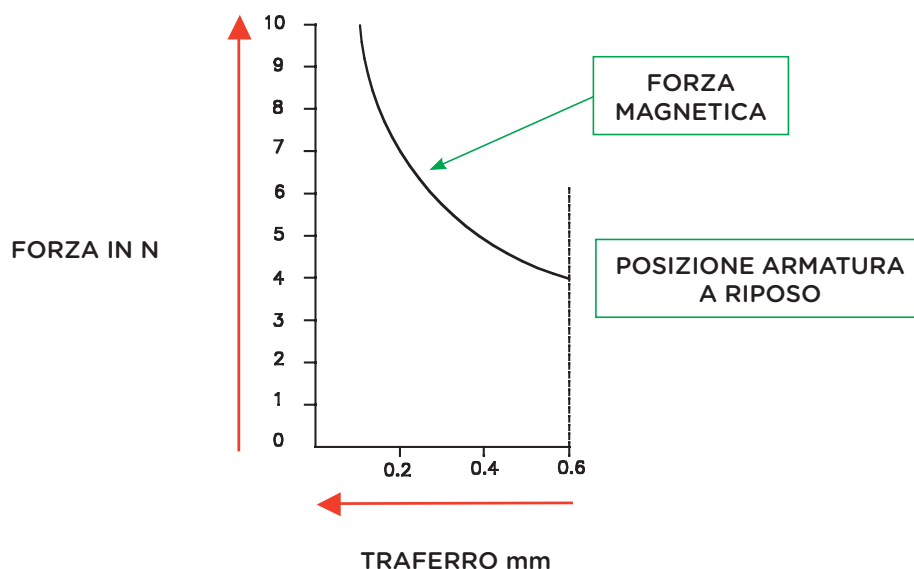
IMPEDENZA

R ohmica

L'impedenza è quindi semplicemente la resistenza totale e dipende dall'angolo di sfasamento e viene misurata in Ohm.

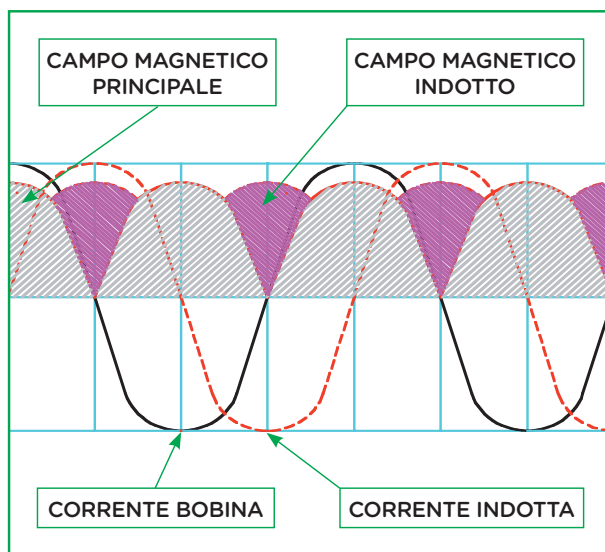
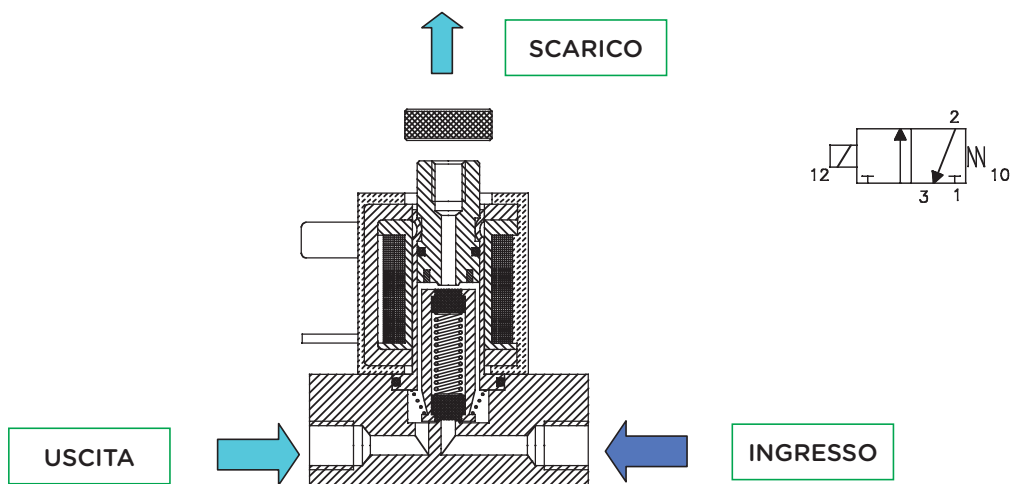
Solenoidi

A questo punto, parlando di solenoidi, possiamo introdurre l'argomento elettrovalvole.

Un filo conduttore arrotolato attorno ad un nucleo tubolare di materiale non magnetico concentra, una volta alimentato, le linee di forza del proprio campo magnetico lungo l'asse centrale dell'avvolgimento.
I punti in cui le linee di forza entrano ed escono dalla bobina sono i cosiddetti poli, proprio come per i magneti. Se all'interno del tubo in materiale non magnetico viene inserito un nucleo in ferro, il flusso magnetico aumenta notevolmente, perché le linee di forza passano almeno un migliaio di volte più facilmente attraverso il ferro che attraverso l'aria.
Il principio di funzionamento dell'elettrovalvola è quello dell'elettromagnete di sollevamento, costituito da una armatura fissa , una mobile e da una bobina.
Come si può vedere dalla figura, all'interno di un tubo di materiale amagnetico, viene fissata l'armatura fissa (contronucleo) ed inserita quella mobile (nucleo), richiamata da una molla.
Il tubetto così assemblato, viene inserito nel nucleo tubolare della bobina.
L'armatura mobile viene tirata verso la parte fissa dalla forza di attrazione prodotta dal flusso quando la bobina viene eccitata. Questo serve ad aprire e chiudere alternativamente le sedi di passaggio dell'aria grazie a guarnizioni montata sul nucleo mobile come mostra la figura.

La forza magnetica dipende principalmente dal traferro, cioè dalla distanza che esiste tra armatura fissa e mobile.
Il diagramma riportato alla pagina seguente illustra questo concetto. Nella posizione di riposo, la forza è di circa 4 N , a metà della corsa ha raggiunto i 6 N ed alla fine ha raggiunto i 10 N. Questo significa che la velocità aumenta notevolmente durante la corsa. Per i solenoidi in corrente alternata bisogna considerare due fatti:

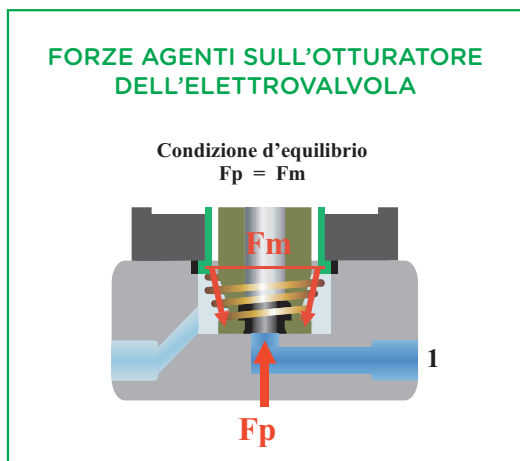
- l'induttività cambia con la posizione dell'armatura mobile
- la corrente, e con essa la forza magnetica, scende a zero due volte per ogni periodo.

Inizialmente, con traferro massimo, la forza e la resistenza induttiva sono molto basse. Significa che una corrente di forte intensità sta passando nella bobina.

Per questo motivo la reazione è più violenta rispetto ad una bobina in corrente continua.
Quando il traferro è chiuso la resistenza totale e l'induttività aumentano, di conseguenza diminuisce la corrente assorbita.
La corrente e la potenza di mantenimento sono più basse di quelle di spunto.
Nel caso di corrente continua, la potenza rimane costante perché i valori di tensione e corrente rimangono sempre gli stessi.
Quando il tempo di reazione del solenoide in corrente continua deve essere accorciato, si può applicare una tensione più alta per una durata di pochi millisecondi. L'effetto risultante è molto simile allo spunto in corrente alternata. Quando il nucleo mobile giunge alla fine della propria corsa, il mantenimento può essere effettuato con una tensione ridotta fino alla metà di quella nominale.

Spira di sfasamento

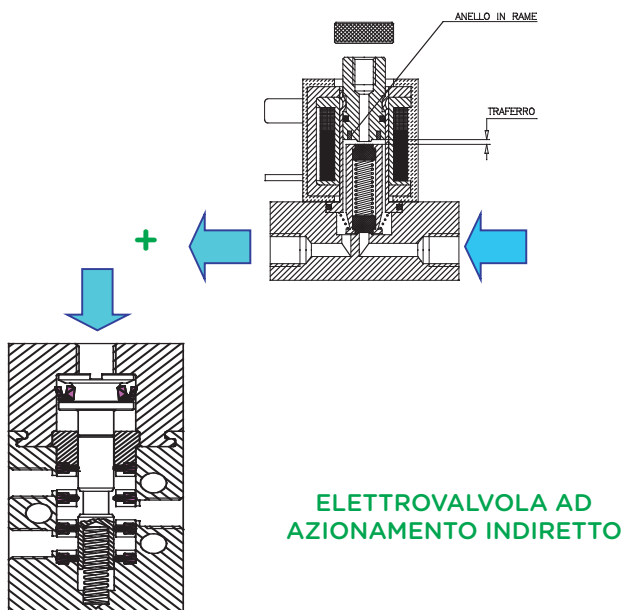
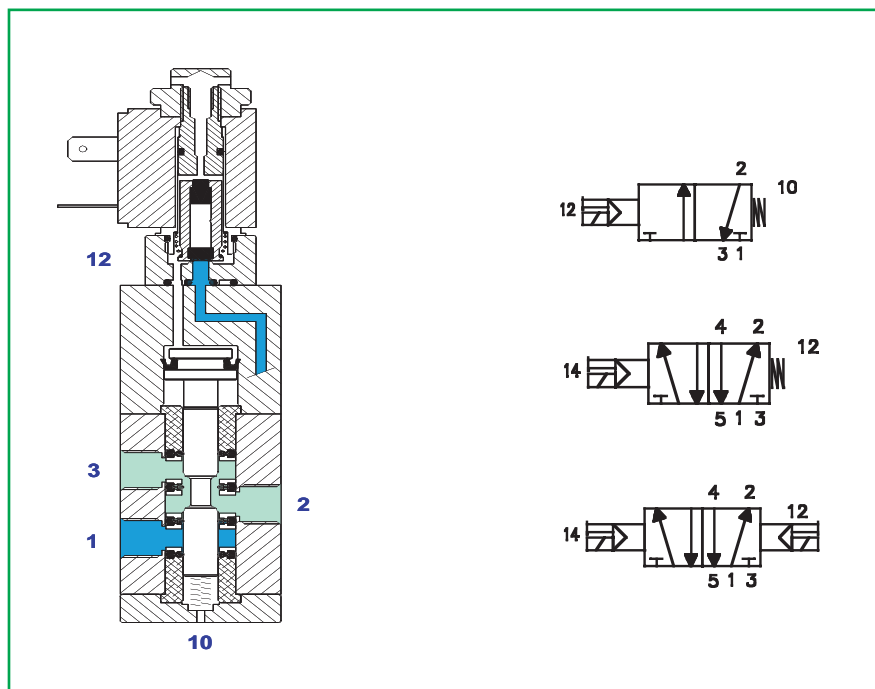
Nell'armatura fissa, nel funzionamento in corrente alternata, è presente l'anello in rame, come illustrato nella figura precedente.
Ogni volta che la corrente ritorna a zero, il nucleo mobile incomincia a ritornare sotto la spinta della molla. Quando di nuovo aumenta la corrente, viene nuovamente attratto. Questo crea il ronzio ed un continuo sbattere del nucleo contro l'armatura un centinaio di volte al secondo ed è la causa un veloce deterioramento.
Il rimedio è quello di creare un secondo campo magnetico sfasato il più possibile verso i 90°. La spira di sfasamento assolve questo il compito ed il principio di funzionamento è quello del trasformatore.
La spira è chiusa su se stessa quindi in corto circuito e rappresenta l'avvolgimento secondario, mentre il primario è costituito dalla bobina. La spira chiusa ha una resistenza ohmica uguale a zero e quindi lo sfasamento sarà vicino ai 90°. La tensione sarà anch'essa prossima allo zero e la corrente molto alta. Questa corrente crea un secondo campo magnetico spostato in ritardo di 90° rispetto al campo magnetico principale.

La figura mostra il risultato finale e, come si può notare, l'effetto del secondo campo magnetico annulla la pulsazione.
Viene in questa maniera eliminato il ronzio.
Una meccanica provvista di anello chiuso può funzionare anche in corrente continua perché non si innesta il fenomeno descritto visto che il trasformatore funziona solo con corrente alternata (tensioni comunemente usate 220-110-24 V 50/60 Hz).
Sistemi multipolari e seriali funzionano solo con 24 V c.c.

La figura mostra una elettrovalvola definita ad **azionamento diretto**. L'aria infatti transita direttamente attraverso la meccanica dell'insieme dall'ingresso verso l'uscita.
È esattamente una 3/2 N.C. con costruzione ad otturatore. Nelle condizioni descritte nella figura, cioè a riposo, l'aria in ingresso è intercettata e l'uscita in scarico attraverso il foro centrale del nucleo fisso.

Quando la bobina viene eccitata, il nucleo mobile viene risucchiato verso l'alto chiudendo la via di scarico tramite il gommino superiore, e contemporaneamente libera la luce di passaggio inferiore, permettendo all'aria di fluire verso l'uscita.
Sono apparecchi idonei per piccole portate per i motivi che ora andremo a spiegare.
Esaminiamo innanzitutto le forze che si contrappongono in un sistema di questo tipo.

FORZE AGENTI SULL'OTTURATORE DELL'ELETTROVALVOLA

Nella posizione di riposo agiscono:

– verso il basso: forza della molla e peso del nucleo mobilE
– verso l'alto: la forza della pressione per la superficie della sezione esposta.

Le forze che agiscono verso il basso devono essere vinte dalla forza magnetica generata. Per mantenere chiusa la sede di passaggio dell'aria, questa forza Fm deve essere in grado di mantenere il nucleo spinto verso il basso per contrastare Fp che spinge verso l'alto. La bobina viene dimensionata in funzione di queste forze.

ELETTROVALVOLA AD AZIONAMENTO INDIRETTO

Per potere esprimere grandi portate, dovremmo avere grosse forze in gioco perchè con sezioni di passaggio elevate Fp sarebbe di notevole entità e di conseguenza anche Fm che la contrasta. La bobina dimensionata di conseguenza dovrà essere di potenza più elevata. Questo limita la apparecchiatura che risulta quindi idonea per piccole portate. Per portate più elevate dobbiamo quindi avvalerci di un sistema che possa amplificare il flusso di aria. Si userà una elettrovalvola ad azionamento diretto come elemento di controllo o pilotaggio, ed una valvola azionata pneumaticamente come elemento amplificatore.
La combinazione di questi due elementi in un'unica apparecchiatura non è altro che una elettrovalvola ad **azionamento indiretto**.

Si possono ottenere elettrovalvole monostabili, bistabili a 3 o 5 vie , a 2 o 3 posizioni.
I sistemi automatici richiedono sempre più spesso apparecchiature di dimensioni contenute con elevate prestazioni ed interfacciabili con sistemi di controllo elettronici, quindi i bassi consumi elettrici, sono prerogativa importantissima.
Come tutti i componenti elettrici, anche le elettrovalvole sono sottoposte a normative che ne determinano la protezione.
Il grado di protezione degli apparecchi viene determinato dal tipo di connessione elettrica alla bobina. Le normative internazionali che lo regolano sono le I.E.C. 144.
Esistono comunque normative nazionali come ad esempio le italiane C.E.I. e le tedesche D.I.N.
La sigla internazionale che identifica il grado di protezione è costituita dalla sigla iniziale IP e da un numero a due cifre di cui andiamo a spiegare il significato.
La prima cifra definisce la protezione contro il contatto accidentale di corpi solidi e la seconda contro infiltrazioni di acqua.
Gli standard delle elettrovalvole sono generalmente IP40 ed IP65.

1a CIFRA	Definizione	Prova	2a CIFRA	Definizione
0	Non protetto		0	Non protetto
1	Protetto contro i corpi solidi superiori a Ø 50 mm	Ø 50 mm	1	Protetto contro le cadute verticali di gocce d'acqua (condensa)
2	Protetto contro i corpi solidi superiori a Ø 12 mm	Ø 12,5 mm	2	Protetto contro le cadute di gocce d'acqua fino a 15° dalla verticale
3	Protetto contro i corpi solidi superiori a Ø 2,5 mm	Ø 2,5 mm	3	Protetto contro l'acqua piovana fino a 60° dalla verticale
4	Protetto contro i corpi solidi superiori a Ø 1 mm	Ø 1 mm	4	Protetto contro gli schizzi d'acqua da qualsiasi direzione
5	Protetto contro le polveri (nessun deposito nocivo)		5	Protetto contro i getti di acqua alla lancia da qualsiasi direzione
6	Totalmente protetto contro le polveri		6	Protetto contro le onde di mare o spruzzi assimilabili
			7	Protetto contro gli effetti dell'immersione

Il grado di protezione dei nostri apparecchi viene indicato in ogni documentazione, ed è generalmente IP 65.

IP40 definisce una protezione contro corpi solidi con diametro nominale fino ad 1mm e nessuna protezione contro l'acqua, IP65 totale contro la polvere e contro getti di acqua in ogni direzione.
Sono previste anche regolamentazioni sulle classi di isolamento riferite alle temperature massime in esercizio secondo le normative C.E.I. 15-26.
Tutte le elettrovalvole riportano sulle etichette con le caratteristiche peculiari, anche la indicazione della inserzione ED. Se l'etichetta riporta il dato ED 100% significa che è idonea per il servizio continuo.
Molto spesso nei connettori vengono inseriti circuiti smorzatori che tagliano i picchi delle tensioni di ritorno, di valore molto elevato, all'atto della diseccitazione (diodi in c.c. e varistori in c.a.). È bene ricordare che questi dispositivi non proteggono i solenoidi delle elettrovalvole bensì gli apparecchi che le comandano (sensori magnetici,relais, ecc.) proteggendo i contatti che potrebbero essere danneggiati da questi valori elevati di tensione. Led luminosi segnalano inoltre la presenza del segnale elettrico di commutazione.

Isolamento in funzione della temperatura d'esercizio - Noma CEI 15-26	
Classe d'isolamento	**Temperatura**
Y	90 °C
A	105 °C
E	120 °C
B	130 °C
F	155 °C
H	180 °C
200	200 °C
220	220 °C
250	250 °C

La temperatura massima ammessa per una bobina e condizionata da:

- riscaldamento proprio
- temperatura del fluido che la attraversa
- Temperatura ambiente

Questi dati sono riferiti a bobine inserite in servizio continuo.

14.5 PORTATE DEI DISTRIBUTORI

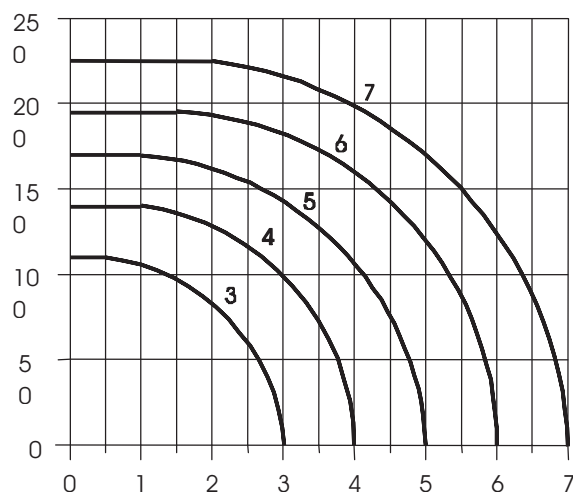
La portata nominale di una valvola viene identificata per mezzo di un coefficiente chiamato fattore di portata, designato con kv che è dato dal numero di litri di acqua alla temperatura di 18°C che passano in un minuto attraverso la valvola in prova quando la differenza di pressione tra ingresso e uscita è di 1 bar.
La portata in litri al minuto è legata al fattore kv dalla formula sperimentale:

$$Q = \sqrt{\frac{\Delta P}{\theta}}$$

dove :

- **Q** è la portata del liquido in l/min
- **ΔP** è la caduta di pressione attraverso la valvola
- **θ** è la densità del liquido in Kg/dm^3

All'utente però interessa conoscere la portata nominale del componente in normal litri al minuto quando all'ingresso della valvola è presente una pressione relativa di 6 bar ed all'uscita di 5 bar.
Questo dato viene dichiarato nelle documentazioni tecniche delle apparecchiature. Sono disponibili anche diagrammi che possono dare una informazione più completa anche per pressioni di esercizio diverse da 6 bar.

Sulle curve riportate alla pagina seguente sono evidenziate le pressioni di alimentazione. Imponendo il ΔP tra ingresso ed uscita si sale dall'asse delle ascisse fino ad incontrare la curva con la pressione di alimentazione scelta e, orizzontalmente sull'asse delle ordinate, si può leggere la portata in quelle condizioni. Ad esempio se la pressione in alimentazione è di 6 bar, e in uscita si abbiano 5 bar (ΔP = 1) , la portata sarà di circa 125 Nl/min.
Altrettanto facilmente, se si conoscono portata e pressione di alimentazione, si può risalire alla caduta di pressione tra ingresso ed uscita.

Valvole Serie 105
M5 - 3/2 E 5/2

Scelta del distributore

Quando si è scelto il cilindro e deciso il tempo a ciclo dello stesso, bisogna abbinare la valvola che abbia una portata corretta affinché le condizione imposte siano soddisfatte. Ad esempio, se dobbiamo compiere una corsa di andata e ritorno in 1 secondo con un cilindro Ø80 corsa 200mm, dovremo procedere in questo modo:

- Calcolare il volume totale delle camere del cilindro in dm^3
- Moltiplicare il risultato per i cicli al minuto
- Moltiplicare per la pressione assoluta.

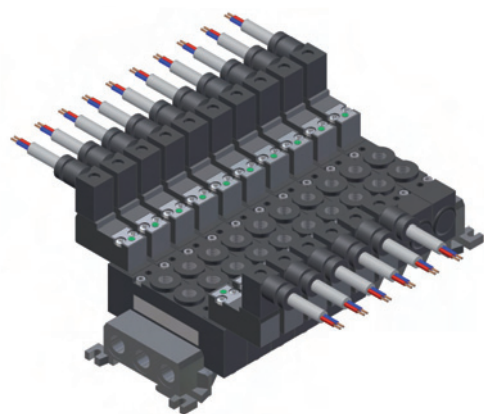
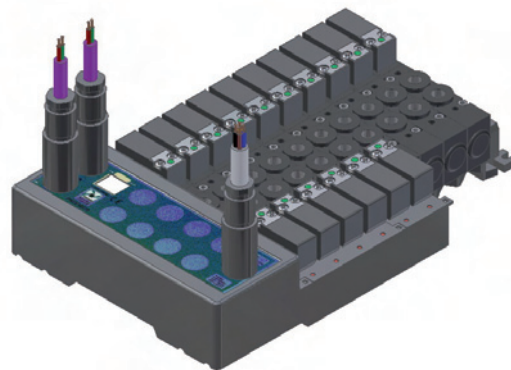
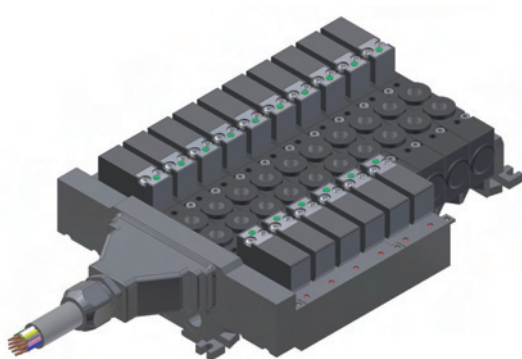
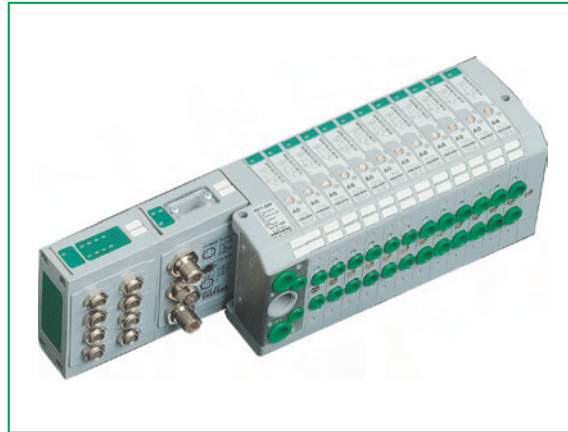
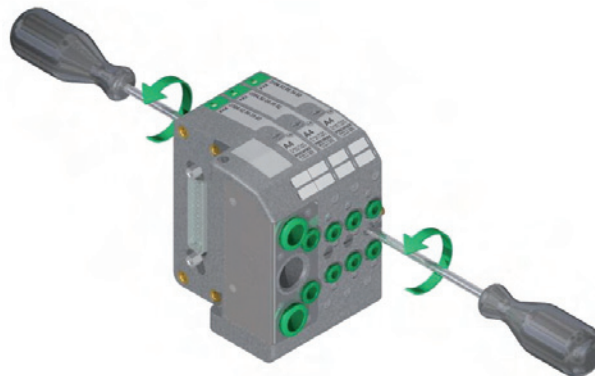
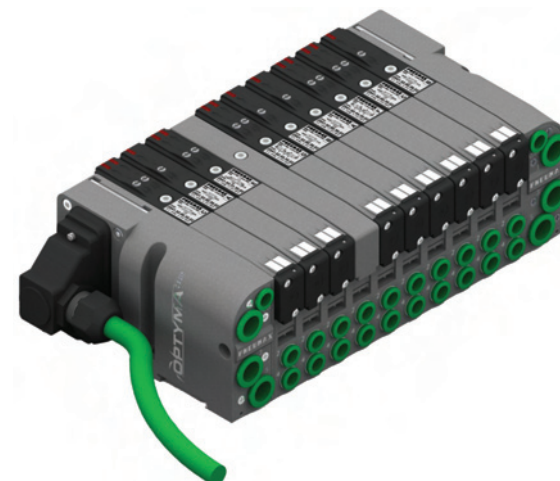
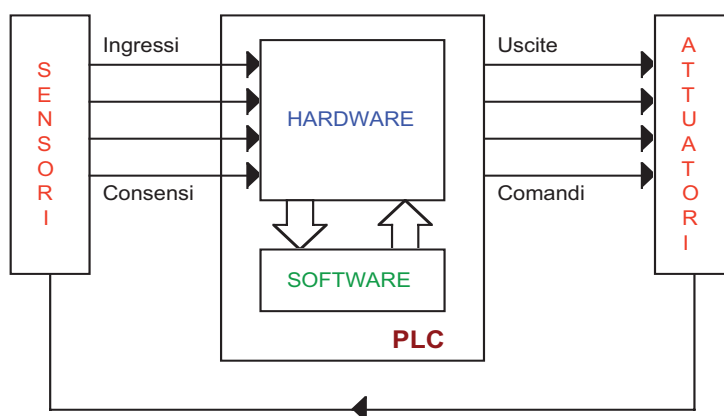
Il volume delle due camere è 1,63 dm^3
Il fabbisogno totale sarà:

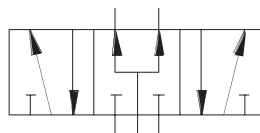
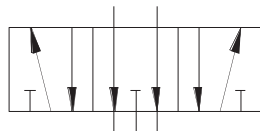
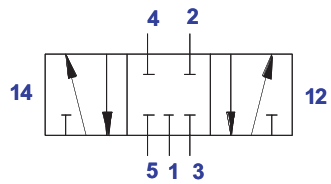
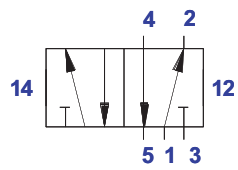
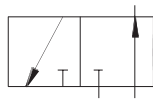
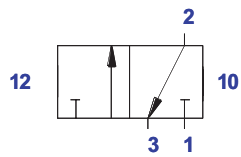
1,63 x 60 (frequenza) x 7 (pressione assoluta) = 628 Nl/min

Adoperiamo anche un fattore di sicurezza K = 1,2 e troviamo la portata necessaria con pressione di alimentazione 6 bar e ΔP =1.
La portata sarà di circa 820 Nl/min. Sceglieremo una valvola che soddisfi come minimo il valore di portata ricavato.

14.6 EVOLUZIONE NEI CABLAGGI

Lo sviluppo dell'automazione in tutti i settore industriali,ha notevolmente aumentato la complessità dei circuiti aumentando anche i tempi di assemblaggio e di cablaggio. Allo scopo per ridurre costi di manodopera, sempre più spesso vengono fornite isole

di elettrovalvole montate modularmene in batteria ivi compresi, in molti casi, i collegamenti elettrici.
Il sistema tradizionale prevede collegamenti punto a punto con due fili elettrici per ognuna delle elettrovalvole della batteria.

Il vantaggio, in questo caso, è costituito dalla riduzione dei tempi di assemblaggio riferiti solo alla parte pneumatica dell'isola.
Frequentemente, alla batteria, arriva un cavo già assemblato contenente tutti i fili necessari per il collegamento delle singole elettrovalvole i cui terminali sono connessi ad un connettore a vaschetta con i terminali femmina.
Il **connettore multipolare** verrà collegato alla batteria con una unica operazione.

È evidente, anche in questo caso, quale sia la riduzione dei tempi di assemblaggio sulla macchina.
Il passo immediatamente successivo è rappresentato dal collegamento seriale, in cui con un unico cavo a due fili più l'alimentazione elettrica, si è in grado di comandare l'isola con eccellenti risultati.
Si parlerà di questi sistemi nel capitolo loro dedicato.
La continua ricerca di flessibilità ed affidabilità ha stimolato la realizzazione di nuove generazioni di elettrovalvole, concepite per soddisfare anche le applicazioni più sofisticate con dimensioni di ingombro sempre più ridotte, senza peraltro trascurare l'aspetto estetico, che risulta oggi sempre più gradevole.

Batterie come quella illustrata in figura, rappresentano soluzioni a problemi complessi ed hanno una estrema facilità di utilizzo con possibilità di espansione pneumatica ed elettrica ottenuta grazie ad una attenta progettazione del prodotto.

Con un semplice cacciavite è infatti possibile aggiungere una “fetta” ed espandere la batteria senza alcuna difficoltà.

Tecnopolimeri di alta qualità sono abbondantemente utilizzati consentendo di avere pesi ridotti anche in batterie con un elevato numero di stazioni.
I PLC (programmable logic controller) gestiscono questi sistemi e, quando siano gestiti 10 o più tra ingressi (segnale dei sensori) ed uscite (segnali per le elettrovalvole) è conveniente utilizzarli. Possono ovviamente gestire oltre all'isola di elettrovalvole altre sofisticate funzioni nell'impianto.

La figura rappresenta in modo molto semplice il principio di funzionamento di un PLC.
I criteri di scelta sono legati al numero massimo di ingressi ed uscite, alla capacità di memoria, alla espansibilità, se esiste o no, la gestione di sistemi seriali etc.
L'elettronica quindi è l'interfaccia prevalente con sistemi pneumatici, gestisce la logica lasciando all'aria compressa solo la funzione finale di potenza.

RIEPILOGO SIMBOLI

Capitolo 15

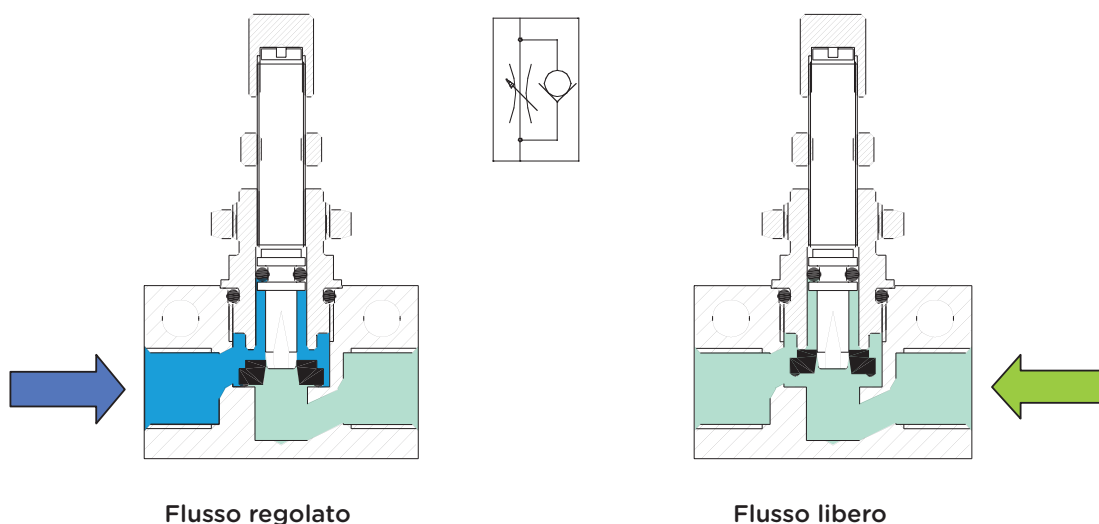
VALVOLE AUSILIARIE

VALVOLE AUSILIARIE

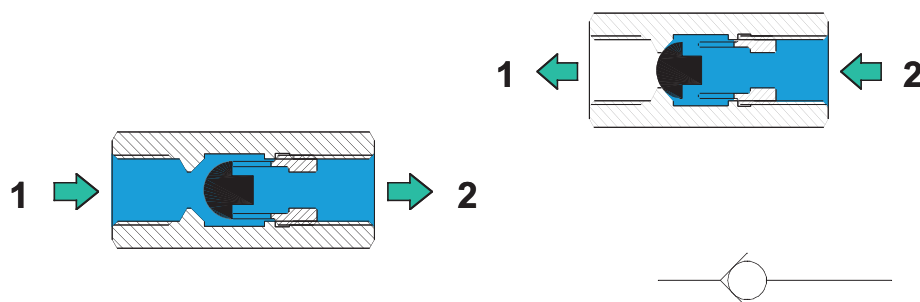
Le valvole ausiliarie sono così definite perché eseguono funzioni di ausilio ad un circuito, come ad esempio selezionare un segnale, regolare un flusso oppure trasformare un segnale pneumatico in elettrico e così via.

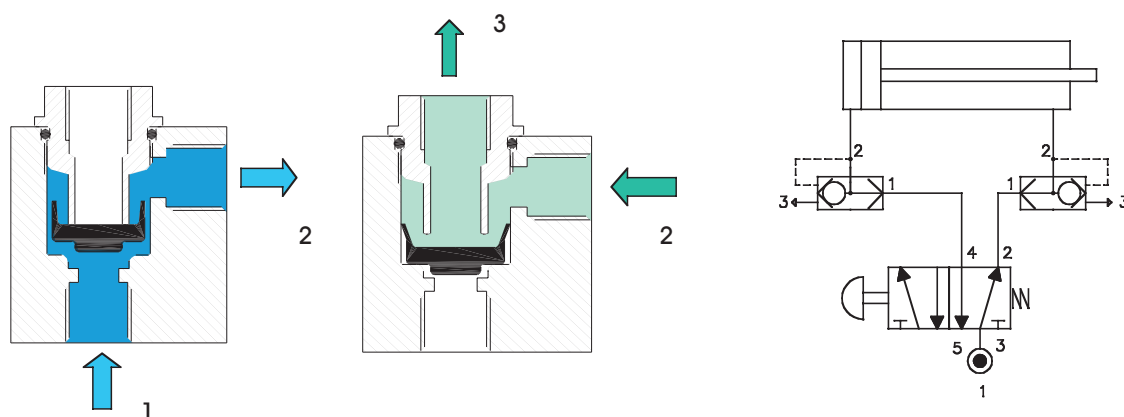
15.1 VALVOLE REGOLATRICI DI FLUSSO

Sono queste le valvole che assolvono il compito di regolare le velocità di un cilindro. Sono sostanzialmente costituite da una strozzatura variabile regolata da una manopola combinata con una vite che chiude od apre gradualmente un luce di passaggio. Ne esistono di due tipi:

- Unidirezionale
- Bidirezionale

Il simbolo rappresenta molto bene il funzionamento del regolatore e mostra la strozzatura variabile in parallelo ad una valvola di non ritorno. Il flusso è regolato in una direzione, nella direzione opposta invece alza la valvola unidirezionale e fluisce liberamente. Viene montata nelle condotte di connessione tra valvola e cilindro. Nelle valvole di comando per cilindri a doppio effetto a 5 vie, si possono montare sugli scarichi 3 e 5 strozzatori variabili che possono assolvere alla la stessa funzione delle regolatrici di flusso unidirezionali.
Se la valvola di non ritorno viene bloccata nella posizione indicata nella figura del flusso regolato, viene disattivata ed il flusso di aria subisce la regolazione nelle due direzioni (bidirezionale).

15.2 VALVOLE DI NON RITORNO OD UNIDIREZIONALI

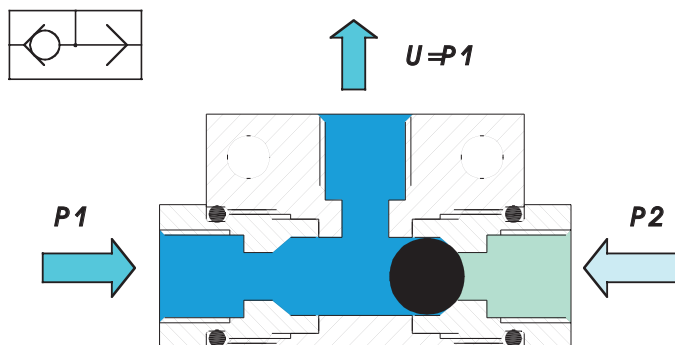
La funzione della valvola di non ritorno è quella di fare fluire l’aria in una direzione e di impedirla nella direzione opposta.

15.3 VALVOLE DI SCARICO RAPIDO

Questo componente consente di ottenere la massima velocità di un cilindro permettendo all'aria della camera in scarico di fluire verso l'atmosfera direttamente, senza dovere transitare attraverso il tubo e la valvola nella direzione dello scarico.
Viene montata sulle connessioni del cilindro.

La figura illustra la fase di alimentazione verso la camera del cilindro nella parte sinistra dell'immagine e la fase di scarico nella parte destra, incluso lo schema di collegamento valvola /cilindro.

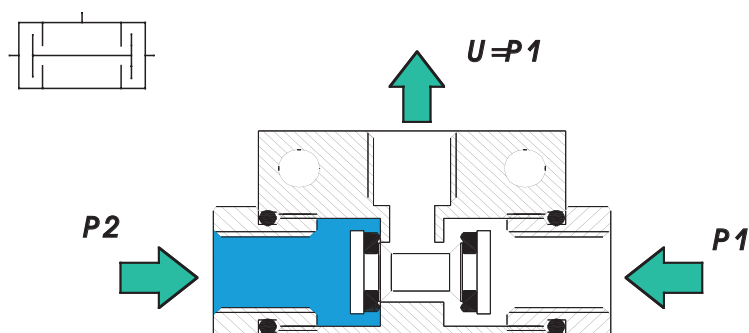
15.4 VALVOLE SELETTRICI

Le valvole selettrici sono apparecchi, che in funzione di due segnali nei rispettivi ingressi con valori di pressione uguali oppure diversi, inviano in uscita il segnale primo arrivato o quello di valore più alto se la valvola è selettrice di alta pressione, oppure il secondo segnale arrivato o quello di valore più basso se è selettrice di bassa pressione.

Selettore di alta pressione

Sono valvole con due ingressi ed una uscita come illustrato in figura alla pagina seguente.
Il segnale di valore più alto prevale in spinta sul cursore rispetto al valore più basso selezionandolo in uscita. In caso di pressione di pari entità l'uscita seleziona il primo che arriva. Può fungere anche da funzione logica **OR** come visibile dalla tabellina a fianco della figura. L'uscita U ha valore alto sia che sia presente P1 oppure solo P2 oppure entrambi. L'unica situazione di uscita con valore zero è l'assenza di segnali in ingresso.

P1	P2	U
0	0	0
0	1	1
1	0	1
1	1	1

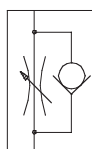
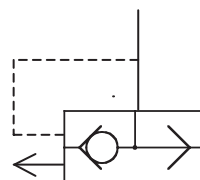
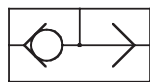
Selettore di bassa pressione

Anche questa è una valvola con due ingressi ed una uscita :

P1	P2	U
0	0	0
0	1	0
1	0	0

Il segnale selezionato presente ai due ingressi è quello di valore più basso. Nel caso uguali valori di pressione l'uscita selezionerà il secondo arrivato. Infatti se P2 è più alto di valore o arriva per primo spingerà il cursore chiudendo il passaggio permettendo al più basso od al secondo in arrivo, di essere presente in uscita. Può svolgere la funzione logica **AND** come mostrato dalla tabellina a lato figura.
Si può notare che l'unica situazione di uscita esiste solo in presenza in ingresso di P1 e di P2.

15.5 PRESSOSTATI

I pressostati sono dei trasduttori di segnale, trasformano in fatti un segnale pneumatico in segnale elettrico. Vengono utilizzati per segnalare la presenza di pressione oppure l'assenza , o meglio di un valore al di sotto di quello consentito.
Possono essere a taratura fissa oppure variabile.
Quello a taratura fissa ha una soglia di commutazione ben definita che è sempre la stessa, mentre quello a taratura variabile ha la possibilità di essere settato al valore desiderato entro una forchetta di valori minimo e massimo. I contatti elettrici possono essere chiusi, aperti od in scambio.

RIEPILOGO SIMBOLI

Capitolo 16

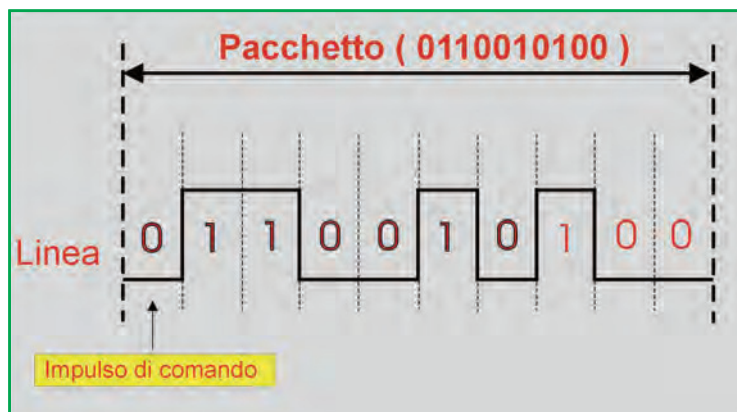
SISTEMI SERIALI

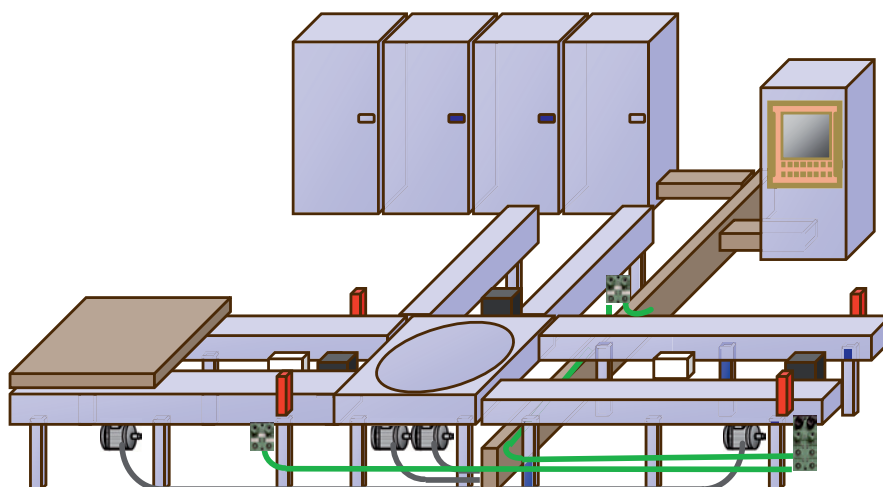
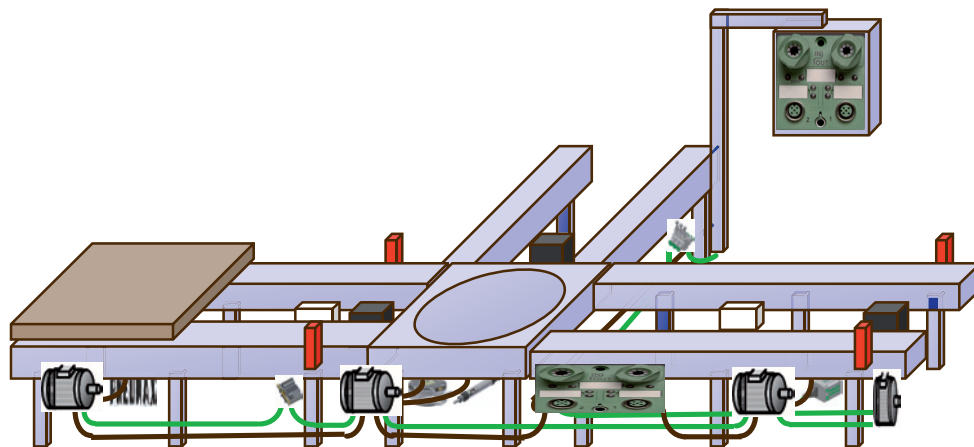
SISTEMI SERIALI: GENERALITÀ

L’avvento dei processori e l’evoluzione dell’elettronica e dell’informatica , abbinati alla pneumatica, hanno contribuito ad un progressivo sviluppo di sistemi che fossero in grado di ridurre drasticamente costi dovuti agli assemblaggi ed ai cablaggi elettrici. Come già accennato, si è passati da collegamenti elettrici punto a punto a collegamenti multipolari per poi arrivare a connessioni seriali capaci di trasmettere segnali normalmente con un cavo a due fili.

Bus di campo

Il bus (informatico) è il mezzo pubblico di trasporto dei dati mentre il campo è l’area in cui avviene la comunicazione, sia esso complesso industriale o singola macchina.
Bus di campo o Fieldbus è il termine fissato in ambito IEC (Internatrional Electrothecnical Commission) per indicare un processo di comunicazione seriale tra diversi dispositivi definiti nodi.

Attraverso il bus di campo i dati vengono trasferiti non più con tecnologia parallela ma con tecnica seriale, cioè un bit dopo l'altro ad elevata velocità.

Il vantaggio principale consiste nella necessità di un numero ridotto di cavi, costituiti normalmente da due a quattro conduttori più la schermatura.
I vantaggi si possono sintetizzare nei seguenti punti:

- velocità e semplicità di cablaggio
- ridotto numero di I/O sull'unità centrale
- dimensioni ridotte dei quadri elettrici
- individuazione dei guasti rapida grazie ad avanzate funzioni di diagnosi
- alleggerimento delle strutture portanti dei cavi
- facilità di espandere il sistema
- possibilità di collegare prodotti di costruttori diversi
- riduzione globale dei costi

Impianto tradizionale

Impianto con tecnologia seriale

Il medesimo impianto, come si può vedere, è alleggerito con l'eliminazione delle strutture dedicate alla circuitazione elettrica con connessione parallela.

Protocolli di comunicazione

Le caratteristiche e le modalità di funzionamento di qualsiasi sistema di comunicazione digitale possono essere estrapolate dall'insieme delle specifiche che definiscono il "protocollo" di comunicazione. Si può dire che un protocollo di comunicazione è un insieme di regole e comportamenti che due entità diverse devono rispettare per scambiare informazioni tra di loro.

7	**Applicazioni**	Trasferimento dati fra le applicazioni
6	**Presentazione**	Formattazione dati utente
5	**Sessione**	Definizione delle interfacce per l'uso del sistema di trasporto
4	**Trasporto**	Predisposizione dei canali di trasporto dati
3	**Rete**	Definizione del percorso dati in rete
2	**Dati**	Definizione del formato dati e tipo accesso per la trasmissione
1	**Livello fisico**	Definizione delle caratteristiche delle linee di trasmissione e dei livelli di segnale

Lo scambio è in generale un'operazione che coinvolge più fasi intermedie, ciascuna delle quali è regolata da un proprio protocollo. Ogni fase intermedia individua il suo livello del processo di comunicazione e l'insieme delle regole che ne governano il comportamento. Questo è il protocollo di quello specifico livello.
Quando la comunicazione avviene fra macchine come computer, dispositivi di campo od altro, tutte le regole, cioè tutti i protocolli necessari, devono essere eseguiti rigoro-

samente. Ciò è possibile solo se tali protocolli sono definiti in modo chiaro, preciso e ben documentato.
Alla fine degli anni '70 ISO (International Standard Organisation) riconobbe un metodo standardizzato per la definizione di protocolli di comunicazione ed avviò il progetto Open System Interconnection (OSI) con lo scopo di definire un modello di riferimento per lo sviluppo di protocolli orientati alla interconnessione di sistemi aperti. Il risultato finale fu la definizione dello OSI Basic Reference Model come standard ISO 7498.

Protocolli standard proprietari

Partendo da OSI come modello di riferimento, sono nati decine di bus di campo diversi tra loro. Alcuni di questi si sono affermati sul mercato e sono diventati degli standard. In un impianto che utilizza un protocollo standard, anche se i nodi sono realizzati da costruttori diversi, possono comunicare facilmente tra loro. Non vi è nulla che impedisca ad un costruttore di ideare e realizzare un protocollo in base alle proprie esigenze, ma questo sicuramente impedisce l'utilizzo, nell'impianto di un Bus di campo, nodi di altri costruttori.
Nel settore automazione con aria compressa, le batterie di elettrovalvole sono integrate nel nodo, ed utilizzando i principali protocolli standard, è possibile inserirli in rete assieme a dispositivi con altre funzionalità, a condizione che il protocollo usato sia il medesimo. I principali protocolli standard sono:

- **Interbus®**
- **Profibus®**
- **CANopen®**
- **DeviceNet®**
- **AS interface®**

I protocolli standard differiscono tra loro per alcune caratteristiche tecniche quali:

- Tipologia della rete
- Tipologia di comunicazione
- Velocità di trasmissione
- Numero dei partecipanti, master compreso
- Lunghezza della rete
- Mezzo di trasmissione

Prima di illustrare le caratteristiche principali dei bus di campo, spieghiamo il significato di alcuni termini che incontreremo in seguito.

Nodi: Dispositivi che compongono la rete
Master: Dispositivo che controlla il bus di campo (PLC, PC, schede dedicate ecc.)
Slave: Dispositivo provvisto di uscite che riceve comandi dal master e li trasferisce agli attuatori (valvole. Motori, lampade etc). Se dispone di ingressi invia le informazioni che arrivano dai sensori (pulsanti, finecorsa ecc.) direttamente al master.
Repeater: Amplificatore che permette di migliorare i segnali elettrici in rete per coprire distanze maggiori.
Gateway: Passerella che permette di collegare tra loro due protocolli diversi.

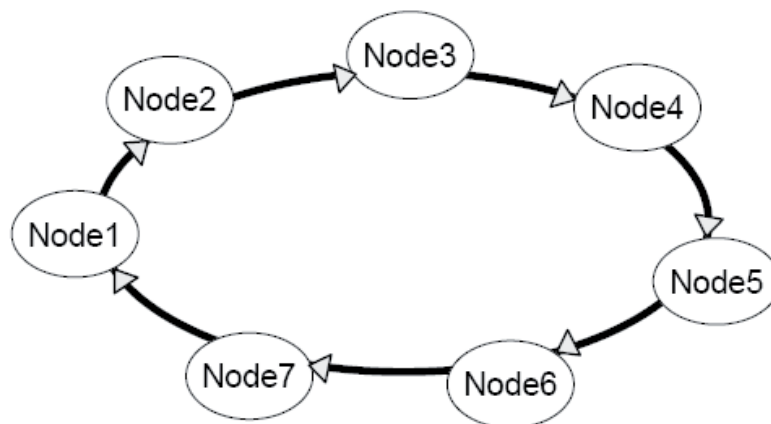
Baude rate: Indica la velocità di trasmissione di un sistema di comunicazione in Bit al secondo.
Interfaccia: Standard utilizzato per trasmettere i segnali elettrici.
Serial Polling: Interrogazione ciclica del master ai nodi della rete.
Tempo ciclo: Tempo totale impiegato dal master per aggiornare tutti i nodi.
Indirizzo: Numero che permette di identificare un nodo in una rete di comunicazione.

Tipologia della rete

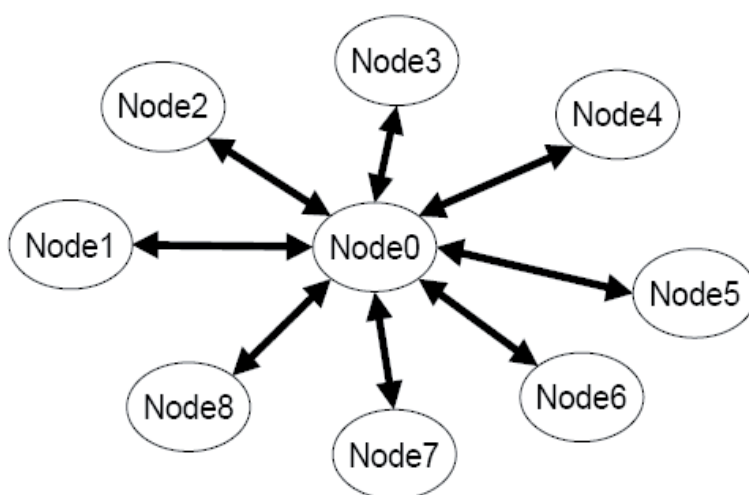
È fisicamente la forma utilizzata in un bus di campo per interconnettere i nodi.
I modelli più ricorrenti sono:

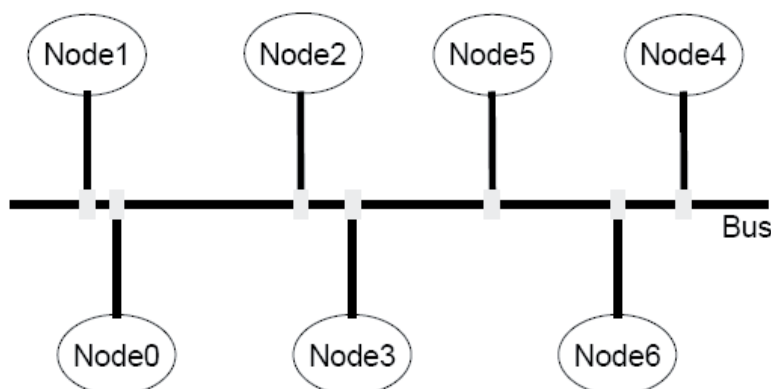
- struttura ad anello
- struttura a stella
- struttura in linea

Struttura ad anello

La struttura ad anello permette di collegare in serie tutti i nodi. Lo slave che riceve il messaggio si occupa di ripetere il segnale ricevuto, trattiene le parti che lo riguardano ed invia le altre informazioni. Il vantaggio di questo sistema è che ogni nodo funziona come repeater, rigenera il segnale elettrico permettendo di coprire distanze notevoli quali 400m tra nodo e nodo fino ad arrivare a 13Km complessivi. Viene utilizzata dal protocollo **Interbus**®. Lo svantaggio da non trascurare è che anche se un solo componente della rete non funziona o un tratto della stessa è danneggiato tutto si ferma.

Per alcune applicazioni ciò non rappresenta un problema, ma nella grande maggioranza dei casi una simile situazione rende inutilizzabile la rete ad anello chiuso. L'inserimento di un nodo nuovo tra due esistenti, incrementa l'indirizzo di una unità, con conseguente necessità di variare i programmi.

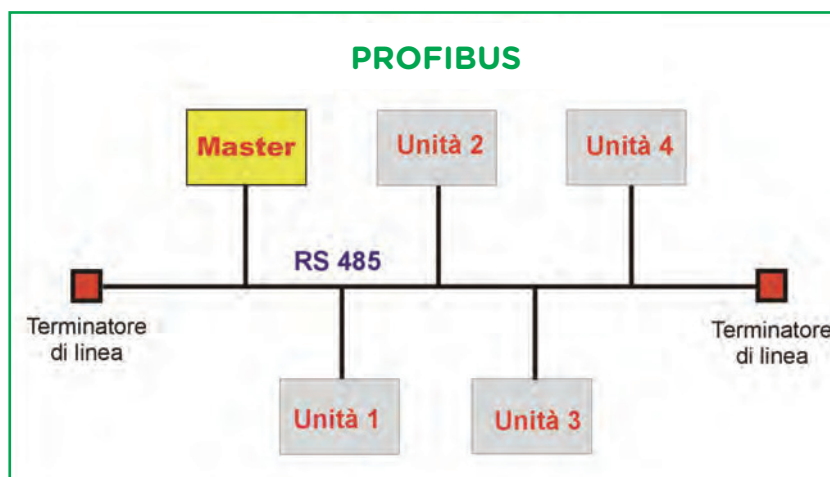
Struttura a stella

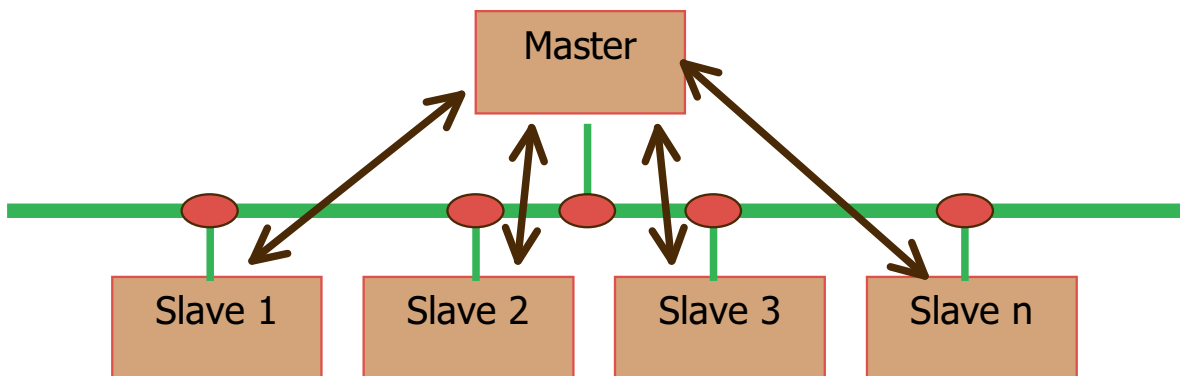
La struttura a stella si basa su di una rete che possiede un punto centrale dal quale parte il collegamento ad ogni singolo nodo. Questa configurazione permette di inserire facilmente un nuovo nodo alla rete e, nel caso di guasto di un componente, gli altri nodi possono proseguire il loro lavoro. La comunicazione sulle linee è bidirezionale. Una rete di questo tipo richiede però una notevole quantità di cavi. Non viene utilizzata dai principali bus di campo. Viene usata nelle reti di alto livello come ad esempio le reti Ethernet,

Struttura in linea

La struttura in linea è la più utilizzata nei bus di campo. I vari nodi sono collegati in parallelo appesi alla stessa linea. Questa caratteristica permette ai nodi di funzionare anche se alcuni di questi in quel momento non sono partecipanti attivi per svariati motivi. È molto utile in fase di manutenzione oppure nel caso in cui, per motivi produttivi, sia necessario che funzioni solo una parte dell'impianto.
La rete è facilmente ampliabile in qualsiasi punto. Questa struttura viene utilizzata dai protocolli Profibus, **CANopen**® e **DeviceNet**®.
La comunicazione sulle linee è bidirezionale.

Trasmissione

La trasmissione avviene tramite cavi in rame grazie ai costi contenuti e alle buone caratteristiche di immunità ai disturbi elettromagnetici. Supportano velocità di trasmissione relativamente elevate. Per facilitare le operazioni di cablaggio si sono realizzati cavi in rame con forma speciale come ad esempio quelli utilizzati per il protocollo ASI Interface.
Per trasmettere i segnali elettrici in modo seriale, si utilizzano tre standard:

- RS-232
- RS-422
- RS-485

I primi due standard sono adatti per la comunicazione tra due punti, ad esempio il mouse si collega al computer attraverso l'interfaccia RS-232. Per connettere una rete multiutente come un bus di campo, viene normalmente utilizzato l'interfaccia RS-485 che assicura una elevata immunità ad eventuali disturbi elettromagnetici.
Agli estremi di una rete, il segnale digitale, si propaga a frequenze molto alte. Si presenta il fenomeno della riflessione del segnale che tornando in linea si sovrappone a quello originale disturbandolo.
Per eliminare le riflessioni bisogna aggiungere una resistenza di terminazione ad ogni estremità della rete come nell'esempio illustrato in figura.

Accesso al bus

Il bus di campo è inoltre caratterizzato dalla modalità di accesso, cioè il modo nel quale il dispositivo master e gli slave si scambiano le informazioni e ne regolano il traffico dei dati.
Il modo più semplice per stabilire la modalità di accesso è l'architettura master-slave, cioè di attribuire il ruolo di gestore ad un solo nodo della rete, il **master** (padrone), tutti gli altri nodi sono **slave** (servo).

Lo slave è in ricezione e risponde solo se interrogato dal master. Ogni nodo componente la rete ha un indirizzo proprio. Se il master vuole raccogliere informazioni su tutta la rete deve interrogare ciclicamente (polling) tutti i nodi uno per volta. I protocolli che usano questa modalità di accesso sono Profibus®, AS interface® e CAN.

Interbus®

Interbus® è creato dalla tedesca Phoenix Contact ed è presente da parecchi anni sul mercato. Diffuso in Germania nell'industria automobilistica.
Le informazioni partono da un unico master e viaggiano attraverso la linea di collegamento in un'unica direzione raggiungendo tutti i partecipanti della rete e di nuovo dai partecipanti verso il master. Il tempo ciclo è costante e non necessita di un file di configurazione in quanto il master, dopo ogni accensione o reset, invia una sequenza di messaggi che gli permettono di autoconfigurare la rete.
Ogni nodo della rete funziona da amplificatore di segnale, quindi come detto, consente di coprire grandi distanze. Non è possibile disattivare alcun nodo durante il funzionamento.

- Protocollo secondo norme DIN 19258, EN 50254
- Struttura master-slave
- Velocità di trasmissione 500 kbits/sec
- Numera massimo di slave 256
- Numero massimo ingressi uscite 4096
- Collegamento ad anello chiuso
- Trasmissione RS 485 andata e ritorno sullo stesso cavo (4 fili)
- Distanza tra due nodi 400m
- Lunghezza totale del bus 1 3 km

Profibus ®

Profibus® viene sviluppato dall'industria tedesca in collaborazione con le maggiori università. Siemens ne è la principale sostenitrice. Il suo impiego nel settore automazione è in continua crescita. 1200 aziende distribuite in 25 paesi aderiscono alla organizzazione internazionale che sostiene Profibus®. Siemens offre sul mercato un microprocessore adatto alla costruzione di un nodo profibus.
Il profilo di comunicazione previsto è il DP adatto per la comunicazione tra PLC ed unità ingressi/uscite. Esistono altri profili quali FMS adatto per la comunicazione di grandi quantità di dati e PA che è una estensione di DP progettato per l'uso in aree a sicurezza intrinseca,
La comunicazione tra master e slave avviene sotto forma di polling. Il master comunica ciclicamente con tutti gli slave uno per volta, Affinché il master possa inizializzare la rete ha bisogno di un elenco dei nodi partecipanti e della descrizione dei dispositivi.
Per questo motivo i moduli di Profibus DP® vengono forniti con un file GSD che elenchi le principali caratteristiche dei prodotti. Per favorire la creazione di questo elenco esistono degli appositi programmi detti configuratori.
È possibile scollegare un nodo senza che la comunicazione sia interrotta con gli altri partecipanti attivi.
La distanza massima tra il primo e l'ultimo componente varia tra i 100 e 400m.
La velocità di trasmissione viene impostata direttamente in fase di configurazione e settata automaticamente a tutti i dispositivi.

- Protocollo secondo norme DIN E 19245 EN 50170
- Struttura master-slave
- Velocità di trasmissione da 9,6 kbits/sec a 12 Mbits/sec
- Numero massimo di partecipanti 32 (126 con repeater)
- Collegamento struttura in linea
- Interfaccia seriale RS 485 con due fili
- Lunghezza totale del bus alla massima velocità 100m
- La rete richiede resistenze di terminazione
- File di configurazione .*GSD

CAN

Il sistema CAN (Controller Area Network) è stato sviluppato dalla Bosch allo scopo di ridurre drasticamente il cablaggio all'interno di autoveicoli. Il bus è molto veloce perchè il protocollo di comunicazione è semplice ed i messaggi sono brevi. L'uso del CAN dal settore automobilistico si è esteso a tutti i settori industriali ed in modo particolare verso il livello basso di sensori/attuatori.
A differenza dei moduli Profibus ed Interbus che vengono acquistati completi, in questo caso si possono comprare microprocessori da commercio ed utilizzando le specifiche di ogni protocollo, scrivere il software.
Partendo dal CAN Bosch nascono vari protocolli standard i cui due più importanti sono:

- CANopen®
- DeviceNet®

CANopen®

CANopen® è tra tutti i bus di campo quello più in espansione. L'ente di riferimento è la CIA (CAN in Automation) che ha sede in Germania.
In una rete CANopen® ad ogni dispositivo deve essere assegnato un indirizzo e questa operazione avviene nella fase di installazione.
È necessario settare anche il baude rate che deve essere uguale per tutti i nodi e deve tenere conto della lunghezza della linea.
Ogni costruttore deve fornire un file EDS (Electronic Data Sheet) allo scopo di descrivere le caratteristiche del dispositivo e quali siano gli oggetti implementati.
Anche in questo protocollo è possibile scollegare un nodo senza che la comunicazione sia interrotta agli altri partecipanti attivi.

- Protocollo secondo norme ISO 11898 EN 50325
- Struttura master/slave
- Velocità di trasmissione da 10 kbits/sec a 1 Mbits/sec
- Numero massimo di partecipanti 128
- Tipo di collegamento in linea
- Interfaccia seriale RS 485 con 2 fili e comune
- Distanza massima del bus (vedi tabella)
- La rete richiede le resistenze di terminazione
- File di configurazione *.EDS

Lunghezza cavo :

- fino a 40 m	Bauderate	1.000 Kbit/sec
- da 40 a 300 m	Bauderate	500 Kbit/sec
- da 300 a 600 m	Bauderate	100 Kbit/sec
- da 600 a 1.000 m	Bauderate	50 Kbit/sec

DeviceNet®

DeviceNet

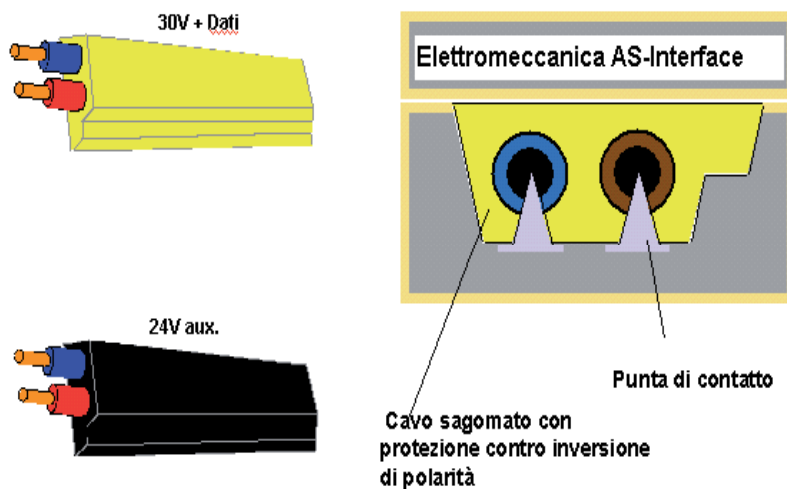
DeviceNet® è stato introdotto dal costruttore di PLC Allen Bradley. L'ente di riferimento è ODVA (Open DeviceNet Vendor Association), organizzazione indipendente che si occupa di gestire le specifiche e di promuovere la diffusione del protocollo nel mondo. Anche con DeviceNet® è possibile inserire e togliere nodi senza interruzioni.

- Protocollo secondo norme ISO 11898 parte A–
- Struttura master/slave
- Velocità di trasmissione 125-250-500kbits/sec
- Numero massimo di partecipanti 64
- Tipo di collegamento in linea
- Interfaccia seriale RS 485
- Massima distanza del bus (vedi tabella)
- La rete richiede la resistenza di terminazione
- File di configurazione *.EDS

Lunghezza cavo:

- fino a 100 m	Bauderate 500 Kbit/sec
- da 100 a 250 m	Bauderate 250 Kbit/sec
- da 250 a 500 m	Bauderate 125 Kbit/sec

AS-Interface (AS-I)®

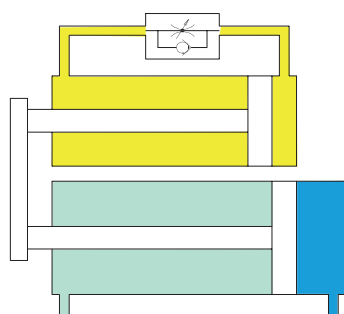
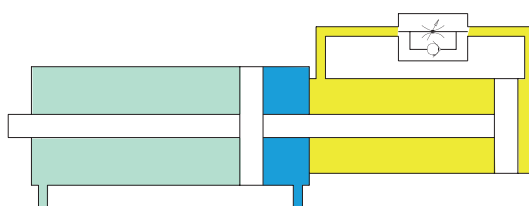
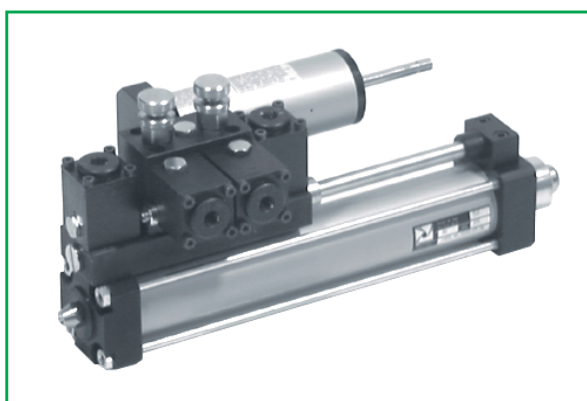
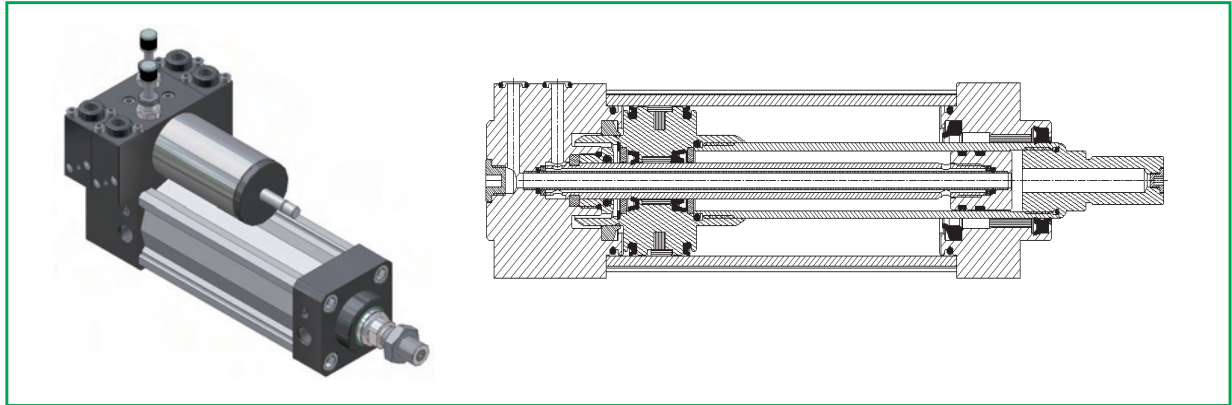
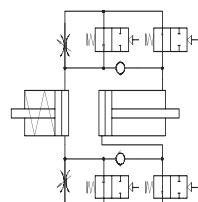
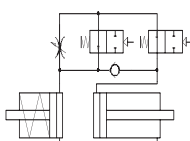
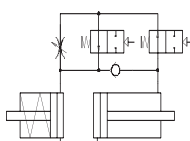
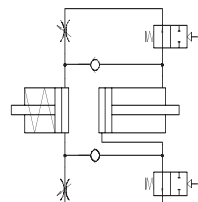
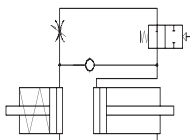
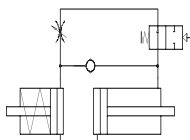
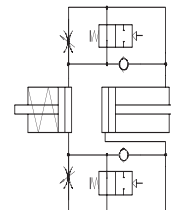
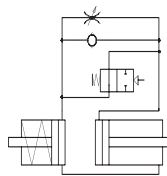
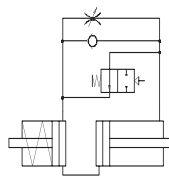
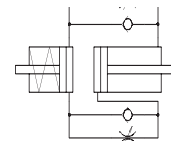
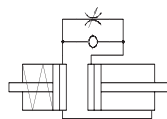
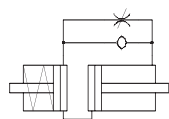
Il sistema AS-I® (Actuator Sensor Interface) nasce nel 1994 ed è una rete di comunicazione progettata per il solo collegamento di dispositivi industriali quali sensori e attuatori. La semplicità del protocollo consente di integrare in un unico cavo non schermato sia i segnali di comando che l'alimentazione ai nodi. È un cavo di colore giallo con una forma particolare ed è diventato il simbolo di questo protocollo.
Il collegamento del cavo avviene per perforazione di isolante. Gli spilli presenti sul connettore prelevano il segnale senza bisogno togliere la guaina al filo. La configurazione geometrica del cavo impedisce l'inversione di polarità. Se il cavo ha una lunghezza superiore a 100m è necessario inserire un repeater che porta la lunghezza della rete a 300m. La massima portata del cavo giallo è di 2 A, se il consumo delle elettrovalvole dovesse superare quel valore si deve aggiungere un secondo cavo di colore nero che porta il 24Vcc alle uscite. Anche questo cavo utilizza la stessa tecnica di cablaggio.

Il metodo di accesso al bus utilizzato da AS-I è master/slave che può essere inserito in un PLC o in un PC oppure può essere costituito da un Gateway. Il Gateway funziona come un traduttore da un protocollo superiore verso il bus AS-I. Esistono Gateway per tutti i principali protocolli. Nella rete AS-I è necessario prevedere la presenza di un alimentatore dedicato che fornisca una tensione specifica per la trasmissione dei dati. Apposite apparecchiature, presenti in commercio, permettono di assegnargli un indirizzo. Ogni slave può gestire un massimo di 4 ingressi e 4 uscite ed il numero massimo di slave è di 31.

- Protocollo secondo norme EN 50295
- Struttura master/slave
- Velocità massima di trasmissione 167 Kbit/sec
- Numero massimo di slave 31
- Tipo di collegamento in linea
- Distanza massima del bus 100m

Capitolo 17

SISTEMI DI CONTROLLO OLEOIDRAULICI

SISTEMI DI CONTROLLO OLEOIDRAULICI

In numerose applicazioni si verificano condizioni di funzionamento che i dispositivi pneumatici non sono in grado di realizzare. Una di queste è l'avanzamento a bassa e costante velocità dello stelo di un cilindro. Abbiamo già affrontato l'argomento e la conclusione fu che non é possibile, senza particolari accorgimenti, ottenere le condizioni citate. I cilindri pneumatici lavorano con risultati soddisfacenti con velocità regolate fino a circa 20mm/sec. con una discreta uniformità di moto. Al di sotto di questo valore si comincia a verificare il tipico avanzamento a saltelli.
Il motivo del difficile controllo della velocità in un cilindro pneumatico, dipende dal fatto che stiamo controllando un fluido comprimibile che può essere influenzato da fattori esterni. Si utilizzano, allo scopo, sistemi misti aria/olio. Le soluzioni possibili sono molteplici, ma quella più utilizzata, per facilità di impiego, è costituita dal cosiddetto freno idraulico a circuito chiuso. Una soluzione come questa è economica perché non ci costringe ad utilizzare un impianto completamente oleoidraulico evidentemente di costo elevato.

Montaggio in parallelo **Montaggio in serie**

Le due figure mostrano il dispositivo montato su di un cilindro pneumatico nella versione serie e nella versione parallelo. Il cilindro pneumatico trascina, nel suo moto, lo stelo del freno riempito di olio, che trasferisce il fluido da una camera all'altra passando attraverso un regolatore di flusso.
La velocità del cilindro pneumatico viene controllata quindi con un fluido non comprimibile eliminando gli inconvenienti precedentemente descritti. La figura mostra in modo molto schematico il principio di funzionamento che però nella realtà sarà completato con una serie di altre valvole accessorie in grado di controllare oltre che la velocità, le fermate intermedie, il raggiungimento della velocità massima in una direzione oppure nelle due direzioni. Inoltre il dispositivo sarà equipaggiato con un serbatoio addizionale per consentire di compensare la differenza di volume delle due camere del freno dovute alla presenza dello stelo.

Le combinazioni ottenibili sono molte e verranno illustrate con i simboli successivamente. Il dispositivo non può essere utilizzato singolarmente perché non ha possibilità di generare alcun moto; deve essere connesso meccanicamente ancorando il proprio stelo a quello del cilindro. La figura illustra un freno di tipo parallelo con a bordo tutte le funzioni di stop, di skip (massima velocità) e regolazione della velocità, il tutto in entrambe le direzioni (conformazione completa).
È possibile comunque avere dispositivi così fatti integrati con cilindro pneumatico. Questo consente, come intuibile, un notevole risparmio di spazio.

Il principio di funzionamento rimane identico, la differenza è che il circuito idraulico di controllo viene ricavato utilizzando lo spazio all'interno dello stelo cavo del cilindro pneumatico. Questa soluzione penalizza un poco la forza espressa dal cilindro nella corsa di ritorno perché lo stelo ha diametro superiore rispetto allo standard, proprio per ottenervi all'interno detto circuito.

Funzioni per stelo in uscita **Funzioni per stelo in ingresso** **Entrambe le direzioni**

Le combinazioni sono ottenibili in tutte le versioni del freno oleoidraulico. È bene ricordare che corse oltre i 500mm sono difficilmente ottenibili per difficoltà costruttive.

Capitolo 18

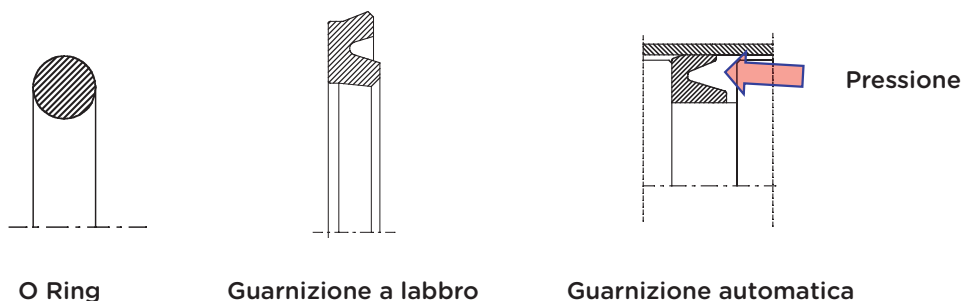
ELASTOMERI E GUARNIZIONI DI TENUTA

ELASTOMERI

È chiamato elastomero qualsiasi componente costruito con un materiale che abbia la caratteristica di possedere "memoria elastica" cioè di ritornare, dopo una compressione, alla forma originale. Questa caratteristica è tipica della gomma.
Elastomeri vengono quindi definiti genericamente gli elementi di tenuta o guarnizioni, comunemente utilizzati nella costruzione delle apparecchiature ad aria compressa. L'argomento è vasto e complesso, quindi l'intendimento di questo capitolo è quello di fornire indicazioni utili su funzioni e caratteristiche delle guarnizioni.
Le guarnizioni sono utilizzate per ottenere:

– Tenute statiche
– Tenute dinamiche

Le tenute statiche riguardano quegli elementi tra cui non esiste moto relativo, vengono interposte tra due pezzi e, per deformazione elastica in compressione, effettuano la tenuta stagna. Sono generalmente di sezione toroidale (O Ring) disponibili in diverse dimensioni per sezione, diametro e materiale.

Le tenute dinamiche avvengono quando sono coinvolti organi con moto relativo reciproco e la guarnizione si muove con uno di essi.
In questo caso lo scorrimento lungo la superficie coinvolta della guarnizione provoca il fenomeno dell'attrito. L'attrito dipende da una serie di fattori quali il tipo di materiale impiegato, dalla durezza dello stesso, dalla qualità della superficie di scorrimento etc. e dal lubrificante utilizzato. Il lubrificante agisce anche da sigillante e, oltre che creare un velo sottile tra guarnizione e superficie, garantisce un sistema idrodinamico che evita il contatto diretto tra gli organi in movimento relativo. Il comportamento delle guarnizioni dipende molto dalla loro forma geometrica, dalle dimensioni e dal materiale con cui vengono realizzate (mescola).
Nelle tenute dinamiche, l'uso dell' O Ring è piuttosto scarso perché il recupero delle usure è limitato alla compressione. Sono invece largamente utilizzate le guarnizioni a labbro con la tipica sezione ad U ideale nelle tenute radiali. Sono anche chiamate ad "azione positiva" o "automatiche" perchè quando sono investite dalla pressione si allargano e si schiacciano sulla superficie con cui sono a contatto. L'attrito tende però ad aumentare in quanto aumenta il carico radiale. È molto efficiente il recupero delle usure. Al contrario dell'O Ring che consente tenute doppie, con le guarnizioni automatiche è necessario affiancarne due contrapposte.
Esistono anche soluzioni diverse che già contemplano nella loro costruzione la doppia funzione di tenuta. Un esempio è costituito dalla guarnizione integrale costituita da un disco metallico sul quale viene vulcanizzata la gomma con forma a doppio labbro.

Accorgimenti, quale l'arrotondamento degli spigoli vivi, vengono eseguiti sulle guarnizioni a labbro per evitare effetti indesiderati come il raschiamento del grasso lubrificante sulla superficie di scorrimento.
Gli elastomeri quindi sono costituiti da materiali deformabili elasticamente.
Si dividono in:

- Elastomeri
- Plastoelastomeri

Gli elastomeri vengono prodotti partendo dalla gomma che viene mescolata con additivi e poi vulcanizzata ad alte temperature e, da materiale con caratteristiche plastiche, acquista elasticità. L'agente vulcanizzante è generalmente lo zolfo. Le caratteristiche fisiche, chimiche e termiche possono variare notevolmente in funzione della quantità di gomma e degli additivi aggiunti nella mescola iniziale.
I plastoelastomeri sono anche detti gomme termoplastiche ed in generale si comportano come elastomeri fino a temperature di poco superiori a 80°C. A temperature più

elevate si comportano come plastometri deformandosi plasticamente sotto l'azione di forze.
Un corpo è elasticamente deformabile se, dopo una deformazione mediante pressione, trazione o torsione ritorna alla sua forma originaria. Se la deformazione permane si parla di deformazione plastica o viscosa.
Caratteristica importante è la **durezza** misurata in Shore A e rappresenta la resistenza che una punta sferica di opportuno diametro, incontra nel penetrare la superficie di un provino quando caricata con un peso noto.
Il **modulo di elasticità** è invece il carico necessario per produrre un determinato allungamento percentuale e reversibile nel provino.
La resistenza alla usura meccanica della superficie di un provino è la **resistenza alla abrasione**. Il corpo abradente è di materiale granulare e viene pressato contro la superficie con forza nota in moto relativo. È espresso come indice di resistenza alla abrasione.
Se il recupero delle dimensioni iniziali non è completo, dopo aver sottoposto ad un carico il provino, si parla di **deformazione residua**. La deformazione non recuperata prende il nome di "permanent set". Si parla di "compression set" quando è imposta al provino una compressione senza il permanere di deformazione residua.
Le formulazioni delle mescole devono soddisfare le esigenze di impiego ed ovviamente mescole diverse, offriranno prestazioni diverse, che dovranno essere dichiarate dal costruttore con la garanzia di continuità nel tempo.
Le diverse situazioni di impiego delle apparecchiature pneumatiche impongono quindi l'uso di guarnizioni con differenti formulazioni di mescole. Tali formulazioni devono offrire garanzia di durata e di prestazioni per ogni specifica esigenza.
I materiali che sono usati comunemente per stampare guarnizioni con varie geometrie nel settore pneumatico sono le seguenti:

– Acrilonytrile butadiene rubber	NBR
– Hydrogenated acrilonytrile butadiene rubber	HNBR
– Fluoro Rubber	FPM
– Polyester Urethane rubber (Polyurethane rubber)	PU

NBR

È un polimero a base di Butadiene ed Acronitrile.
La percentuale di aAcronitrile varia tra il 20 ed il 50%. Una maggiore percentuale di Acronitrile favorisce un migliore comportamento verso i grassi e gli olii minerali ma ne diminuisce l'elasticità, il comportamento alle basse temperature peggiora e si accentua la deformazione residua. Ha una buona compatibilità anche con olii vegetali, animali e combustibili (gasolio) ed un buon comportamento con acqua fino a 100°C e con acidi inorganici a bassa concentrazione. Il campo termico di applicazione medio è da – 30°C a +100°C.

HNBR

Utilizza la formulazione di base dell'NBR con l'aggiunta di idrogeno.
Conserva tutte le caratteristiche di compatibilità dalla mescola di base con campo

termico di applicazione più ampio verso le alte temperature, da -30°C a +150°C.
Migliorata anche la resistenza alla abrasione.
Mescola meglio conosciuta col nome commerciale di THERBAN.

FPM

E' una mescola a base fluorata con elevata resistenza termica e stabilità chimica.
Ha buona resistenza ad alcuni olii sintetici, all'ossigeno, ozono ed idrocarburi aromatici. Per applicazioni in acqua calda e vapore sono necessarie mescole speciali.
Il campo termico di applicazione varia da -20°C a +200°C.
La memoria elastica è inferiore rispetto alle mescole nitriliche.
Viene commercializzato col nome di VITON

PU

Materiale organico ad alto peso molecolare comunemente chiamato Poliuretano, la cui composizione chimica è caratterizzata da un alto numero di gruppi di Uretano. Entro determinate temperature possiede caratteristiche elastiche proprie della gomma. Ha una buona resistenza all'abrasione. Resiste molto bene all'ossigeno ed all'ozono e non presenta fenomeni di aumento di volume a contatto con olii, grassi minerali e miscele di acqua e olio. Non resiste ad acidi , alcali, solventi e liquidi per freni. Può avere fenomeni di idrolisi in presenza di acqua con temperature prossime alla sua massima di esercizio. Campo termico di applicazione da -30°C a +80°C.

Queste sono le caratteristiche generali dei materiali usati per la fabbricazione delle guarnizioni. E' opportuno comunque, caso per caso, consultare i manuali tecnici dei produttori per acquisire informazioni sull'utilizzo più dettagliate.
Fare sempre attenzione quando si utilizza il lubrificatore di introdurre nell'apparecchio olio compatibile con le mescole utilizzate.

Capitolo 19

IL VUOTO

IL VUOTO

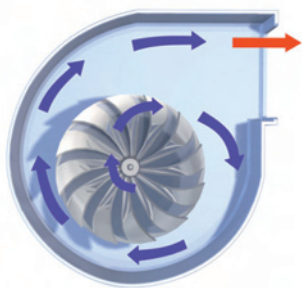
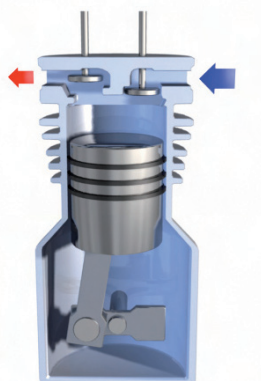
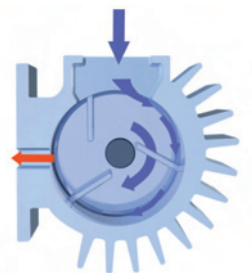
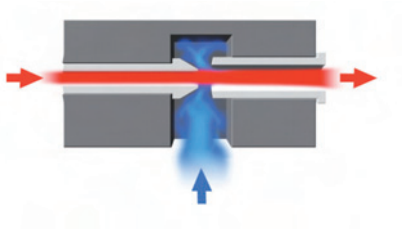
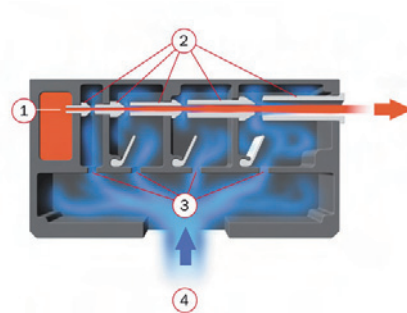
Il vuoto è definito come la condizione in cui si trova uno spazio privo di materia o contenente solo gas rarefatti.
L'atmosfera terrestre esercita sulla superficie del pianeta, a livello del mare, una pressione pari a 101 kPa (1.013 bar). Il valore di tale pressione è influenzato dalla altitudine, ad esempio a 3000 m di quota la pressione vale 70 kPa.
La pressione atmosferica è strettamente correlata con il vuoto.
Si ha il vuoto quando il valore di pressione è inferiore a quello atmosferico, si ha il vuoto assoluto quando la pressione atmosferica è nulla.
La legge dei gas perfetti (Boyle – Mariotte) afferma che, a temperatura costante, la pressione P è inversamente proporzionale al volume V, cioè un aumento di volume comporta una diminuzione di pressione.

$$P \times V = \text{cost.}$$

Il livello del vuoto è la misura per la pressione negativa e può essere espressa utilizzando differenti unità di misura (bar, Pa, Torr, mmHg, % di vuoto ecc.).

Il campo di impiego del vuoto si suddivide in tre settori principali:

- soffiatori o basso vuoto (da 0 a -20 kPa) per ventilazione, raffreddamento e pulizia
- vuoto industriale (da -20 a -99 kPa) per sollevamento, manipolazione ed automazione
- vuoto di processo (-99 kPa) alto vuoto per laboratori, lavorazione di microchip, rivestimenti con deposito molecolare ecc.

Il vuoto si crea mediante l'utilizzo di pompe meccaniche che possono essere aspiranti/soffianti e volumetriche oppure con pompe pneumatiche quali eiettori a singolo stadio ed eiettori multistadio.
Le pompe aspiranti/soffianti producono un basso vuoto mentre quelle volumetriche a pistoni o a palette vengono utilizzate per la produzione di vuoto industriale con portate significative.
Le pompe pneumatiche utilizzano l'aria compressa come fonte di alimentazione e si basano sul principio dell'effetto Venturi, creando una depressione.
I generatori di vuoto ad effetto Venturi presentano numerosi vantaggi: tecnica semplice e competitiva, nessun problema di usura (assenza di parti in movimento), ingombri ridotti e possibilità di montaggio diretto sui mezzi mobili e compatti quali sistemi robotizzati. Questa soluzione permette di ridurre la lunghezza dei tubi e di migliorare i tempi di risposta. Esistono due tipi di generatori: monostadio e multistadio. Nella versione monostadio l'aria di alimentazione attraversa un solo ugello Venturi prima di essere espulsa e crea una depressione sull'attacco del circuito di presa. Nel multistadio l'aria attraversa due o più ugelli posti in serie assicurando al circuito di presa un maggiore portata in aspirazione. La caratteristica di questa apparecchiatura è la possibilità di avere, ad inizio aspirazione, una grossa portata con depressione ridotta e ciò consente di ridurre i tempi messa in depressione, È consigliato per impianti di grosse dimensioni. Si possono raggiungere livelli di vuoto di -92 kPa. Questi sistemi possono soddisfare le più svariate esigenze di comando e controllo del vuoto, integrandosi perfettamente per la presa e la movimentazione di un gran numero di oggetti, in tantissimi settori di attività industriale.

Soffiante centrifuga

Pompa volumetrica a pistoni

Pompa volumetrica a palette

Eiettore monostadio

Eiettore multistadio

Nella tabella che segue sono riportate le conversioni tra le diverse unità di misura e l'equivalente per diversi valori:

- 1 Pa = 0,01 mbar
- 1 kPa = 10 mbar
- 1 torr = 1,333 mbar
- 1 mmHg = 1,333 mbar
- 1 mmH2O = 0,098 mbar
- 1 PSI = 69 mbar

Vuoto mbar	Vuoto %	Vuoto kPa	Vuoto mmHg	Vuoto torr
0	0	0	0	0
-100	10	-10	-75	-75
-133	13,3	-13,3	-100	-100
-200	20	-20	-150	-150
-267	26,7	-26,7	-200	-200
-300	30	-30	-225	-225
-400	40	-40	-300	-300
-500	50	-50	-375	-375
-533	53,3	-53,3	-400	-400
-600	60	-60	-450	-450
-667	66,7	-66,7	-500	-500
-700	70	-70	-525	-525
-800	80	-80	-600	-600
-900	90	-90	-675	-675
-920	92	-92	-690	-690

La scelta del grado di vuoto deve essere limitata allo stretto necessario perché raggiungere elevati gradi di vuoto costringe ad un elevato dispendio energetico.
È importante conoscere i consumi degli eiettori in uso nell'impianto per la scelta del compressore. Se, ad esempio, una pompa pneumatica consuma 2 Nl/sec quando alimentata a 6 bar, sarà necessario che il compressore sia in grado di fornire almeno 2 x 60 = 120 Nl/min. La potenza erogata dalla pompa è il prodotto tra portata in aspirazione e livello di vuoto:

Potenza = portata x livello di vuoto

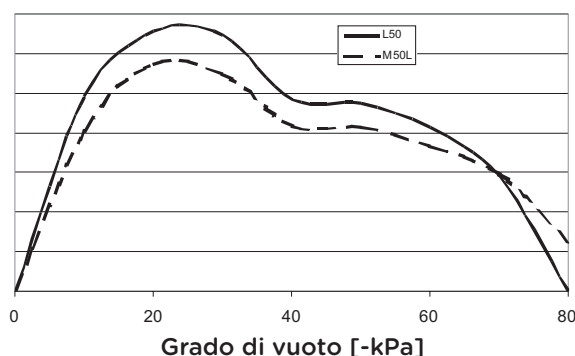
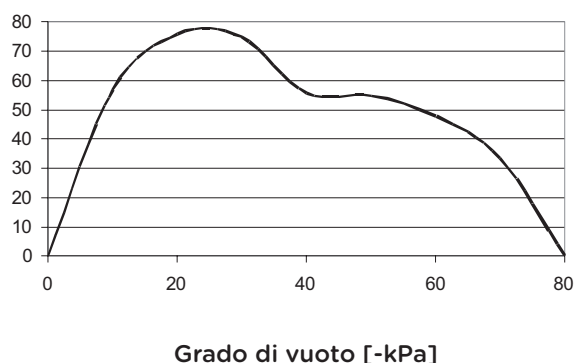
La potenza erogata è strettamente legata alla taglia della pompa e ci consente solo di capire a quale livello di vuoto è preferibile lavorare e non confrontare due pompe differenti. Conoscendo però il consumo di aria dell'eiettore e la portata erogata in aspirazione, è possibile risalire alla efficienza indipendentemente dalla taglia della pompa.

$$\textbf{Efficienza} = \frac{\textbf{Portata erogata}}{\textbf{Portata in consumo}}$$

Rappresentando il valore della efficienza a differenti livelli di vuoto è possibile individuare quale pompa sfrutta meglio l'energia assorbita nelle varie condizioni operative.

Portata [Nl/s]	Grado di vuoto % [-KPa]	Potenza erogata
10,9	0	0
5,7	10	57
3,8	20	76
2,5	30	75
1,4	40	56
1,1	50	55
0,8	60	48
0,48	70	33,6
0	80	0

Quando si realizza un sistema di manipolazione basato sul vuoto, occorre sviluppare una forza sufficiente per una manipolazione sicura.

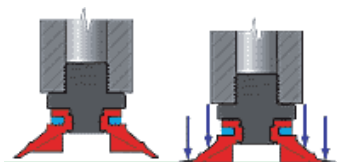
A questo scopo è fondamentale il ruolo della ventosa.

Ventose

L'unità di presa nei sistemi a vuoto è la ventosa. Sviluppa la sua azione grazie al fatto che la pressione atmosferica circostante la preme contro l'oggetto da reggere.
La forza che mantiene l'oggetto premuto contro la ventosa nasce dalla differenza di pressione atmosferica e la pressione interna della ventosa e cresce proporzionalmente alla differenza stessa. La scelta della ventosa è determinata dal peso, dalla forma e dal materiale dell'oggetto da movimentare e dalla posizione di presa.
La forza sviluppata pratica per selezionare la dimensione della o delle ventose, è definita dalla formula che segue:

F sviluppata pratica = Forza teorica / k

dove k è il coefficiente di sicurezza da considerare in funzione del tipo di presa:

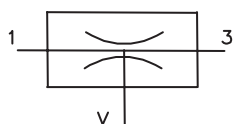
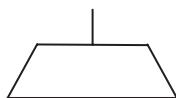
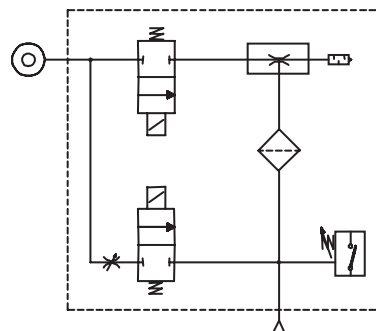
- k = 2 per pezzi orizzontali per movimentazioni a bassa velocità
- k = 4 in caso di movimentazioni ad alta velocità o verticali

La forza teorica sviluppata dalla ventosa è: **F = area x P**

Dove P è la differenza tra la pressione esterna e la pressione tra ventosa e superficie dell'oggetto.
Durante lo spostamento del carico è necessario tener conto degli sforzi aggiuntivi generati dalla applicazione, quali accelerazioni, decelerazioni etc. che potrebbero influenzare ulteriormente la scelta del numero e del diametro delle ventose.

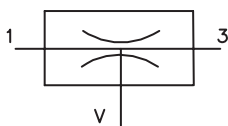
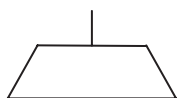
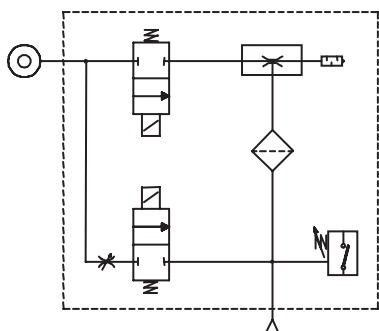
Il coefficiente di attrito poi varia secondo le applicazioni e ciò può determinare variazioni della capacità di presa della ventosa.
Calcolato il valore della forza pratica, si può scegliere la ventosa in base alle sue caratteristiche.
La **ventosa piatta** è largamente usata nelle applicazioni correnti.
Viene utilizzata, nelle diverse versioni che i produttori propongono, per movimentazioni orizzontali e verticali di pezzi con superfici lisce o lievemente rugose come quelle del vetro o del metallo, oppure per spostare oggetti sottili e leggeri come i fogli di carta.
Per diminuire i tempi di evacuazione, bisogna limitare al massimo la lunghezza dei tubi di connessione tra ventosa e pompa. In molti casi è possibile montare direttamente l'eiettore a bordo della ventosa e farlo muovere con essa grazie al suo peso ridotto.
Il volume di aria da evacuare viene ridotto allo stretto necessario migliorando così i tempi di risposta del sistema.

Per il sollevamento di oggetti con superfici irregolari, come lamiere ondulate o per compensare lievi dislivelli, si utilizzano ventose a soffietto.
Il numero delle onde o settori la rendono idonea per la compensazione di dislivelli più o meno accentuati, più alto è il numero delle onde e più alto sarà il dislivello compensabile. Non vanno assolutamente utilizzate per prese verticali.
Per oggetti stretti e piatti, si usano ventose ovali che permettono di sostituire una serie di ventose di piccolo diametro.

Nel dimensionamento dell'impianto è necessario tenere in considerazione le caratteristiche dell'oggetto da manipolare. Il metodo di calcolo infatti, è profondamente differente nel caso quest'ultimo sia poroso (cartone, legno) piuttosto che "**a tenuta**". Per manipolare in sicurezza un oggetto con materiale a tenuta, la ventosa deve sviluppare una forza adeguata. Per fare ciò deve lavorare al giusto grado di vuoto ed avere dimensioni corrette. Con questi materiali si lavora con un grado di vuoto di circa -60 kPa.

Quando il tempo di trasferimento del pezzo è relativamente lungo, si consiglia di dotare il generatore di vuoto di una valvola di non ritorno, che permette di ridurre il consumo di aria compressa consentendo la disattivazione dell'elettrovalvola di alimentazione non appena viene raggiunta la soglia di depressione. Scopo di questa valvola è di mantenere il vuoto creato all'interruzione della alimentazione elettrica. Il generatore deve essere provvisto di un vacuostato, perché, se durante il trasferimento si verifica una fuga nel circuito del vuoto, si avrà una riduzione della depressione che verrà rilevata da quest'ultimo.
Verrà rimessa in funzione l'elettrovalvola di ingresso per riallineare la depressione.
A bordo vi può essere anche un valvola di contro soffiaggio che rompe il vuoto, per un sicuro rilascio del pezzo.
Per materiali porosi occorre che la pompa compensi istante per istante il flusso di perdita dovuto alla porosità del materiale. Il flusso di perdita attraverso il materiale, è strettamente legato alle dimensioni ed alle caratteristiche della ventosa, oltre che a quelle del materiale. La scelta della pompa deve quindi avvenire contestualmente alla scelta della ventosa. Generalmente si lavora con un basso livello di vuoto sfruttando al massimo la potenza erogata dal sistema pompa/ventosa, cioè quando il prodotto di portata di evacuazione e vuoto generato permettono alla ventosa di esprimere la massima forza. Visto che la forza sviluppata aumenta al crescere della potenza erogata, incrementando il diametro della ventosa, è possibile ridurre il livello del vuoto. Ciò è dovuto al fatto che l'aumento dell'area esposta al vuoto è superiore alla riduzione del livello del vuoto stesso. È possibile quindi, sviluppando più forza di quanto non sia necessaria, ridurre la taglia della pompa o la pressione di alimentazione, con notevole risparmio del consumo di aria compressa.
I generatori sono oggi costruiti con concetto modulare e si adattano facilmente ai processi automatizzati grazie all'integrazione di diversi accessori quali l'elettrovalvola di alimentazione, i dispositivi di contro soffiaggio, il vacuostato di controllo, la valvola di ritegno ecc.
Il vacuostato permette di rilevare il livello di depressione generato confermando così il valore della forza di trattenimento del pezzo tramite l'attivazione di un contatto elettrico. È assimilabile al pressostato in applicazioni a pressione positiva.
I dispositivi di soffiaggio permettono di diminuire i tempi di rilascio del pezzo ed intervengono automaticamente non appena viene interrotta la pressione di alimentazione tramite l'azione di un volume di aria compressa liberato da una capacità, oppure per l'intervento di una elettrovalvola che apre un passaggio di aria compressa verso la ventosa. Solitamente il sistema viene completato con l'inserimento di un filtro in aspirazione e vacuometro per la misura del vuoto.

Eiettore

Ventosa

Generatore modulare

Le linee di vuoto con dimensioni importanti, vengono attivate o intercettate con apparecchi di adeguate dimensioni. Anche in questo caso, come in pneumatica, si usano valvole od elettrovalvole ad otturatore quando siano in gioco notevoli portate.
Il comando per la commutazione può essere asservito dal vuoto o dalla pressione positiva. Quando l'asservimento è in pressione, la porzione pilota è separata e a tenuta stagna dal corpo valvola in cui transita il vuoto. L'alimentazione per il pilotaggio viene fornita direttamente da una linea in pressione positiva dedicata e la commutazione avviene come nelle valvole ed elettrovalvole pneumatiche.
Nel caso di pilotaggio con vuoto, la porzione dell'elettropilota è autoalimentata dal vuoto che transita nel corpo valvola. In questo caso è necessario l'uso di un solenoide specifico.

RIEPILOGO SIMBOLI

Eiettore completo di:

Filtro aspirazione
Vacuostato
Elettrovalvola di alimentazione
Elettrovalvola di soffio
Silenziatore

Capitolo 20

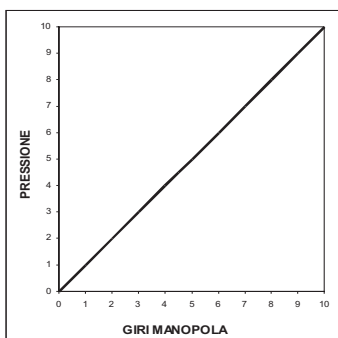
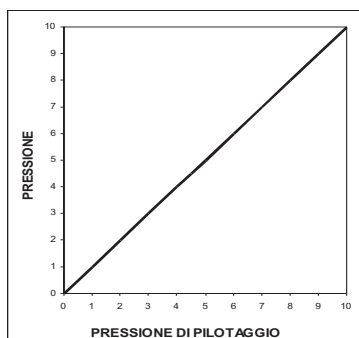
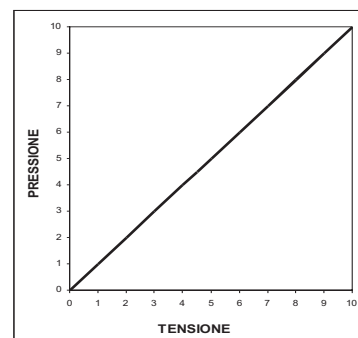
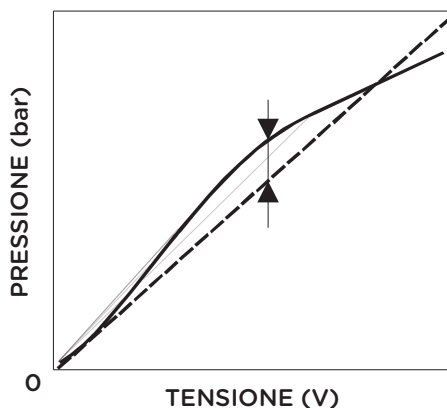
REGOLATORE PROPORZIONALE

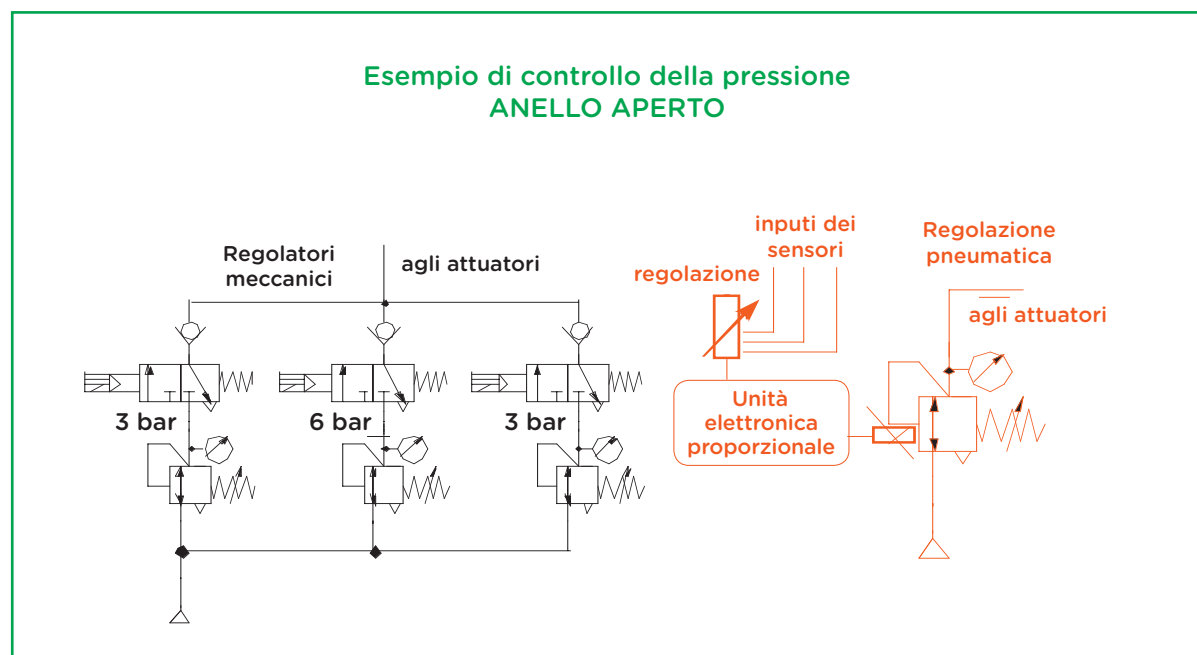
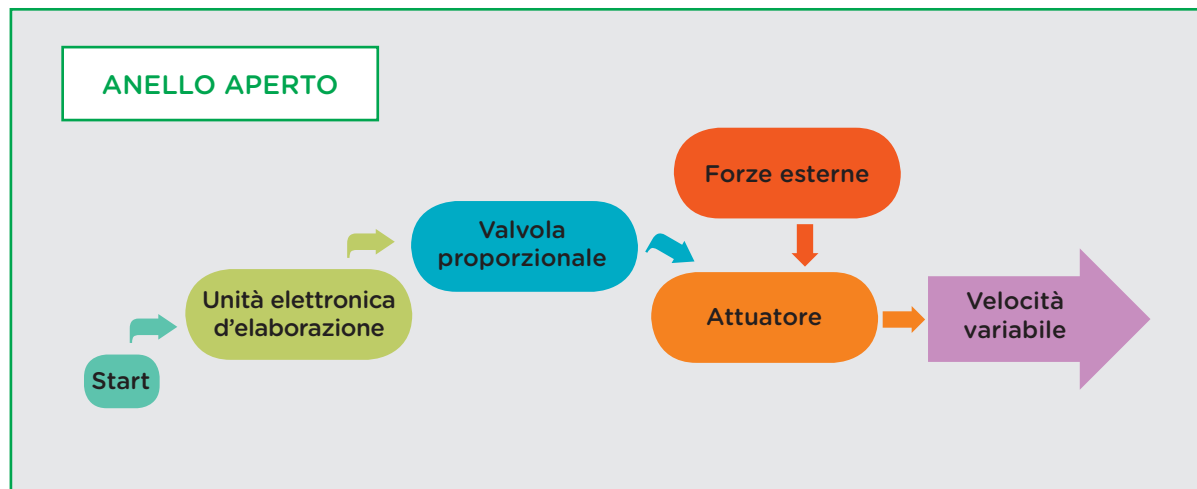
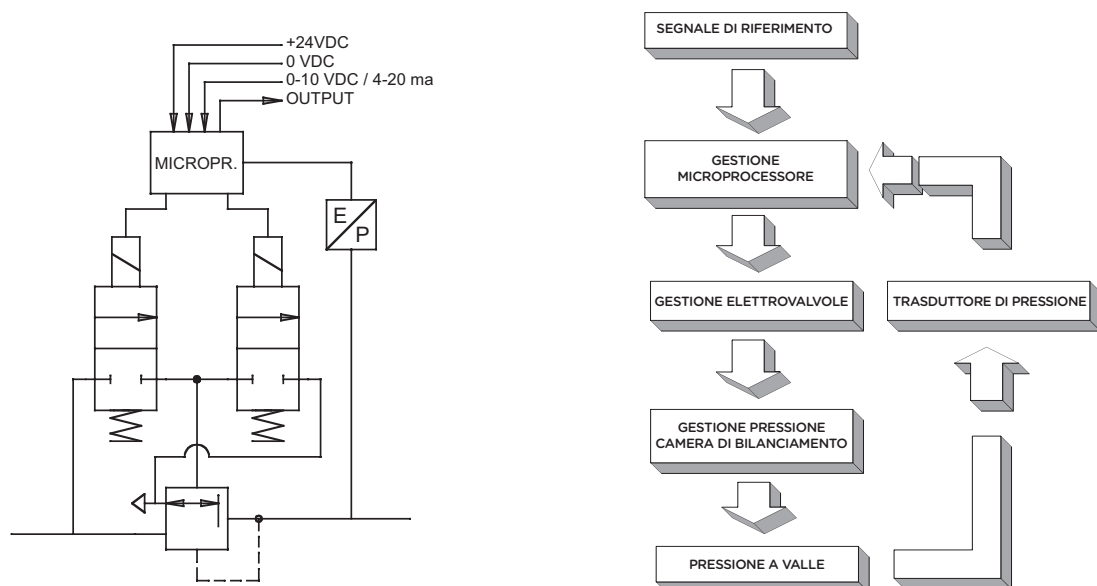
REGOLATORE PROPORZIONALE

Introduzione

Le moderne applicazioni industriali richiedono sempre più spesso elevate prestazioni ai componenti pneumatici. Quando si richiede di intervenire sui parametri che determinano la forza generata e la velocità di attuazione con modifiche dei loro valori in modo dinamico, bisogna agire sui valori di pressione e di portata sulle apparecchiature installate sulla macchina.
Il metodo tradizionale sfrutta la logica pneumatica associata all'impiego di valvole alimentate con pressioni differenti, che liberano delle pressioni precedentemente impostate una volta chiamate in azione.
Da qui nasce la necessità di una soluzione alternativa, che risolva il problema in maniera pulita, con ingombri contenuti e costi accettabili.
Il regolatore proporzionale a controllo elettronico soddisfa questa esigenza.

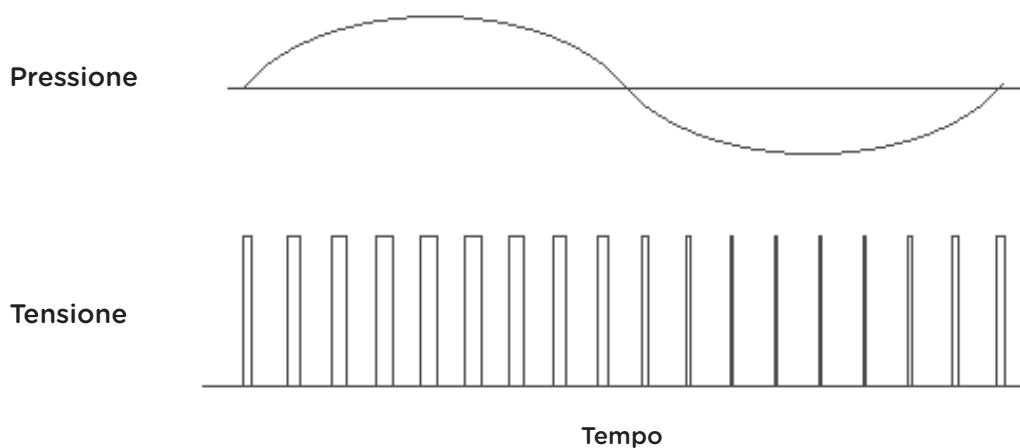
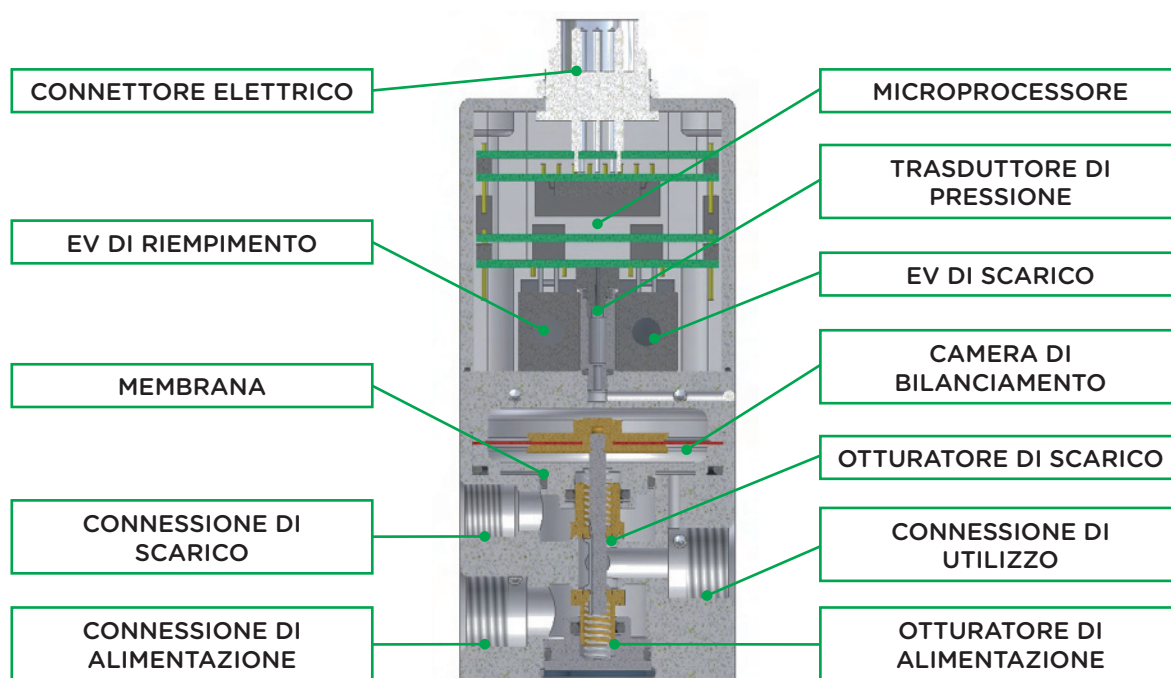
Tipologie di regolazione

La caratteristica di una valvola proporzionale è quella di fornire in uscita un segnale proporzionale ad un segnale di riferimento.
Tale segnale può essere generato meccanicamente, come nel caso di riduttori di pressione dalla forza generata dalla compressione di una molla, pneumaticamente inviando un segnale in pilotaggio in pressione, come nei riduttori remotati, oppure elettricamente con segnali modulati in tensione o in corrente.

I diagrammi mostrano l'andamento del segnale in uscita, assimilabile ad una retta, in funzione di quello in ingresso. Nelle applicazioni industriali la regolazione più utilizzata è quella elettrica, gestita da schede elettroniche che ne elaborano il segnale.

Il diagramma illustra l'assimilazione alla retta.

La gestione può essere ad **anello aperto** oppure ad **anello chiuso**.

Nella gestione ad anello aperto il sistema non permette correzioni nel caso forze esterne disturbino la prestazione dell'organo finale gestito dal segnale di uscita della proporzionale, l'errore si trascina fino a quando il disturbo non scompare.
L'anello chiuso prevede invece il segnale di retroazione che confronta continuamente il valore di uscita con quello di riferimento, ed in caso di errore procede alla correzione.
La figura alla pagina seguente mostra lo schema di funzionamento del regolatore elettronico proporzionale. La retroazione è affidata ad un trasduttore elettropneumatico E/P che riceve il valore di pressione di uscita e lo trasforma in segnale elettrico. Il segnale generato è inviato al microprocessore che provvede a confrontarlo con quello modulato in ingresso.

I settori applicativi, indipendentemente dal principio di funzionamento dell'apparecchio sono innumerevoli.

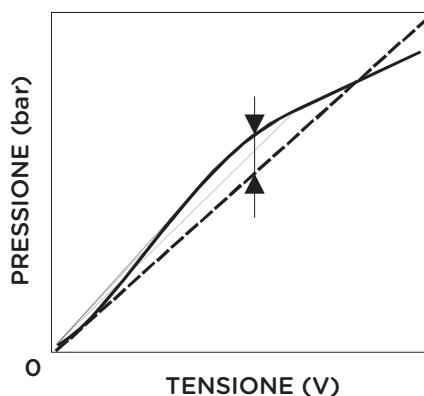
- Regolazione della frenature su meccanismi a rotazione o lineari
- Regolazione della forza di serraggio delle pinze di saldatura
- Posizionamento di valvole di regolazione
- Equilibratura di carichi
- Controllo della velocità di spostamento di cilindri pneumatici
- Robot per verniciatura ecc.
- Banchi di collaudo e apparecchiature di prova per tenute contenitori

Il principio di funzionamento si può basare sull'equilibrio o sullo squilibrio di due forze, di cui una magnetica ed una di ritorno proporzionale alla pressione di uscita.

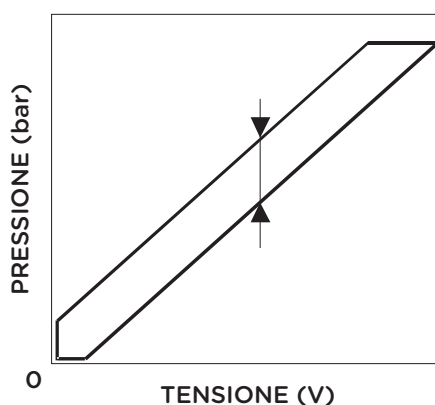
Pulse With Modulation (Modulazione a larghezza di impulsi)

Quando le due forze sono squilibrate vi è richiesta di aumento o riduzione della pressione. Un altro principio si basa sul sistema tegolo/ ugello. Inviando il segnale di comando, una lamina piezoelettrica si deforma otturando un ugello in perdita di aria compressa. Questo aumenta la pressione in una camera che insiste su di una membrana, la quale spinge la valvola ad otturatore principale, esattamente come accade nel riduttore di pressione pilotato. Il sistema lavora solo con perdita di aria.
Un altro sistema utilizza la tecnica di controllo in PWM (Pulse With Modulation) che consiste nell'invio di segnali di comando elettrici in frequenza di ampiezza differente. Questi segnali vengono inviati a due elettrovalvole che hanno il compito di caricare o scaricare la camera di pilotaggio di un riduttore di pressione di precisione come mostrato sullo schema di funzionamento illustrato in precedenza.

L'ampiezza del segnale elettrico pilota sarà più grande durante la fase di incremento di pressione in uscita o di scarico, diminuisce gradualmente la propria ampiezza in prossimità dell'equilibrio fino ad interrompersi. Questo permette alle elettrovalvole di pilotaggio di parzializzare la corsa e di ridurre così la propria portata, evitando l'oscillazione attorno al punto di equilibrio.
Questo è il sistema più utilizzato in quella fascia di applicazioni che non richiedono precisioni esasperate e fornisce un ottimo equilibrio tra prestazione e costo.
Le caratteristiche che contraddistinguono un regolatore elettronico proporzionale sono sintetizzabili in:

- **Linearità**
- **Isteresi**
- **Ripetibilità**
- **Sensibilità**

Linearità

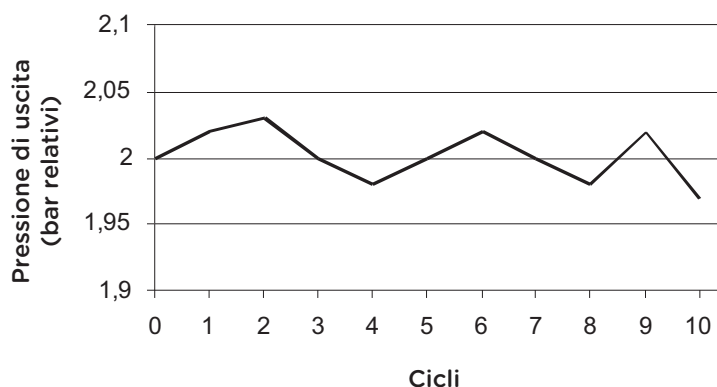
La linearità è il valore percentuale riferito al fondo scala di lavoro e definisce lo scostamento massimo che ci può essere tra l'andamento reale e la retta effettiva.

Se definiamo che il regolatore ha una linearità massima minore o uguale al +/- 1% del fondo scala (FS) ed il fondo scala è di 10 bar, l'errore massimo sarà pari a +/- 0,1 bar.

Isteresi

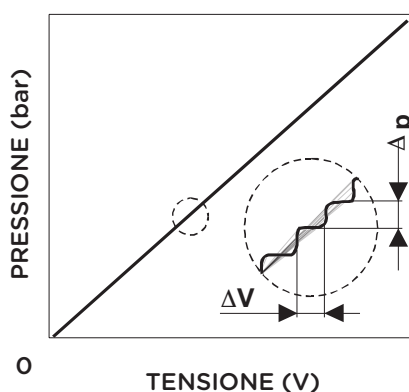
Definisce lo scostamento massimo in percentuale, riferito al fondo scala, che si ottiene sulla pressione in uscita a parità di valore di riferimento in salita rispetto alla discesa. È causata dagli attriti dei particolari meccanici che compongono il regolatore.

Se definiamo che un regolatore ha una isteresi minore o uguale a +/- 0,5% del suo fondo scala di 10 bar, riscontreremo un errore massimo di +/- 0,05 bar.

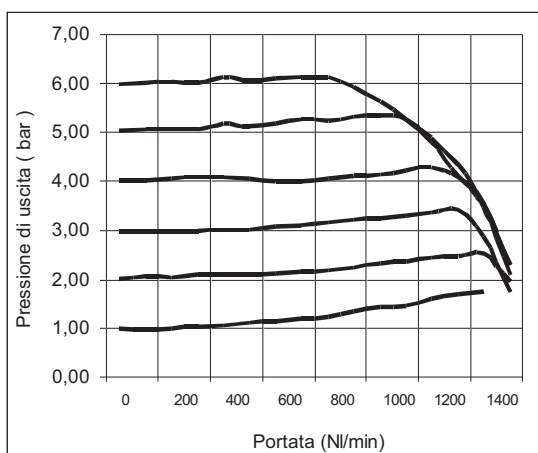
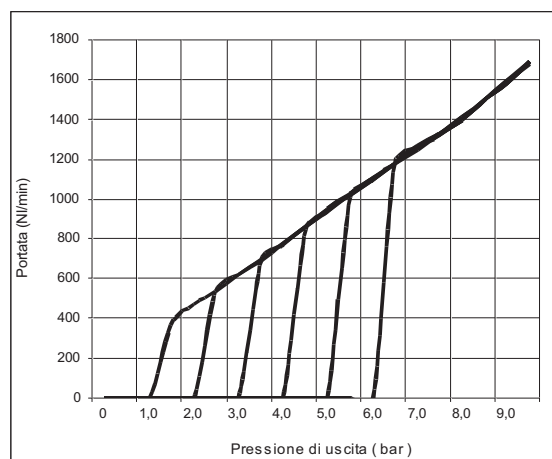
Ripetibilità

Anch'esso è un valore percentuale riferito al fondo scala e definisce l'errore massimo rilevato su più letture effettuate in modo consecutivo nelle medesime condizioni di lavoro.

L'errore è generato dall'isteresi.

Se l'isteresi è minore o uguale +/- 0,5% con fondo scala a 10 bar, sappiamo che l'errore massima sarà di +/- 0,05 bar.

Sensibilità

Valore percentuale sempre riferito al fondo scala, che identifica la minima variazione del segnale di riferimento alla quale corrisponde una variazione del valore pressione in uscita.

Se un regolatore, con fondo scala 10 bar, ha sensibilità minore o uguale a +/- 0,5%, avremo una variazione della pressione a valle per ogni variazione del segnale di riferimento superiore a 0,05 Volt.
Le caratteristiche elettriche sono poi completate dalle informazioni descritte sui manuali tecnici. È comunque bene ricordare che i segnali di riferimento possono essere in tensione, generalmente 0 – 10 volt DC e 4 – 20 mA per la versione in corrente.
Quando si effettuano i collegamenti pneumatici è bene verificare che nei tubi non ci siano impurità e che l'aria compressa sia sufficientemente essiccata. L'eventuale condensa potrebbe causare malfunzionamenti dell'apparecchio. Filtrare l'aria con una cartuccia di almeno 20 micron.

Non necessariamente il valore minimo del segnale di riferimento corrisponde ad una uscita in pressione di valore zero. L'inclinazione e l'origine della retta possono essere variate così come altri parametri operativi quali l'unità di misura della pressione, la pressione minima per la quale l'apparecchio interviene sulla regolazione etc.
Queste operazioni sono consentite agendo nella modalità set up del display oppure, in assenza di quest'ultima, i parametri operativi desiderati possono essere settati direttamente dalla casa produttrice, ed in questo caso non modificabili dall'utilizzatore.
Il regolatore elettronico proporzionale deve, per proprie caratteristiche, mantenere il più possibile costante una pressione impostata anche con grandi richieste di aria a valle, naturalmente entro i valori permessi.

In alimentazione

In scarico

Altrettanto pronto nella risposta deve essere nel caso di ripristino della pressione quando l'apparecchio è posto in scarico. La via di scarico ha infatti una sezione di passaggio notevole per consentire tale funzione.

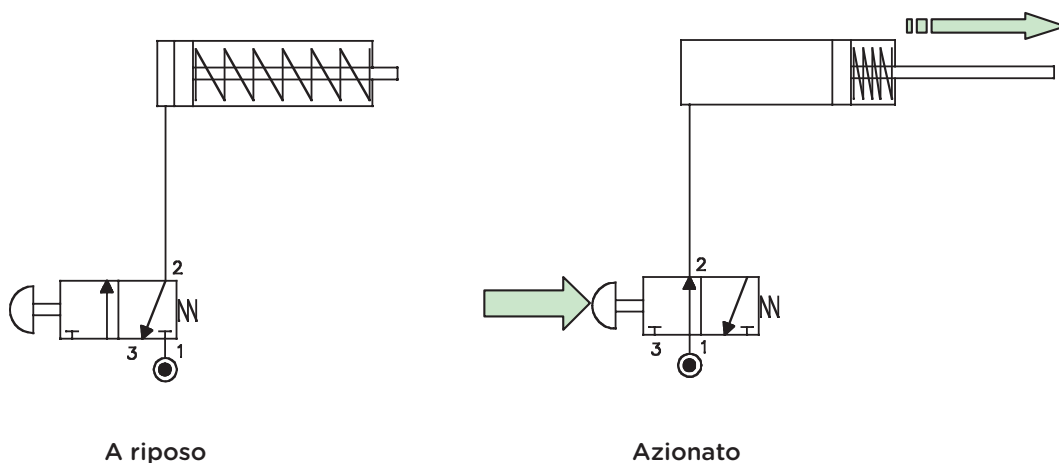
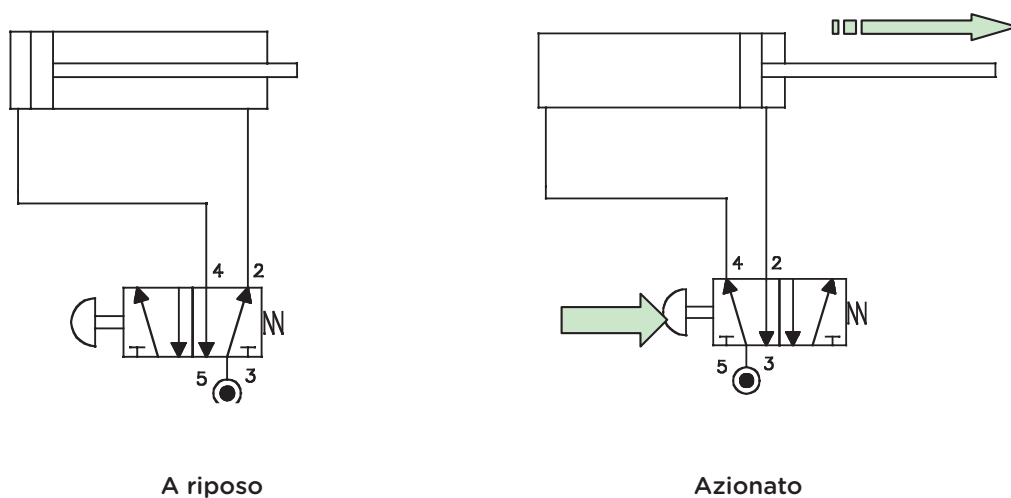
Capitolo 21

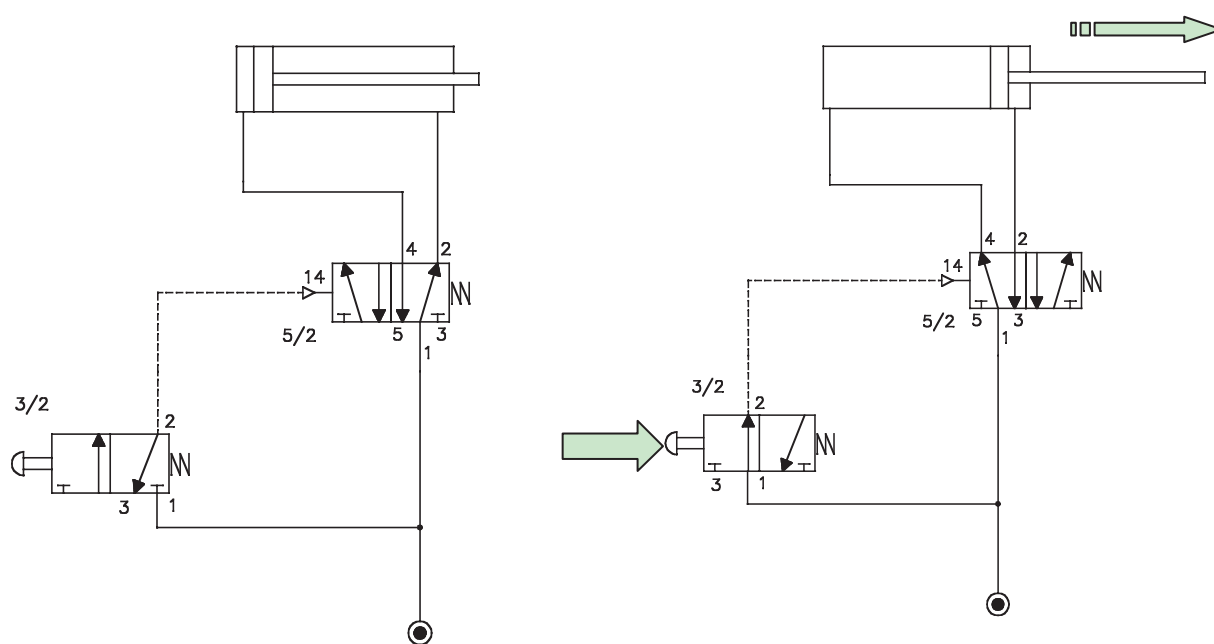
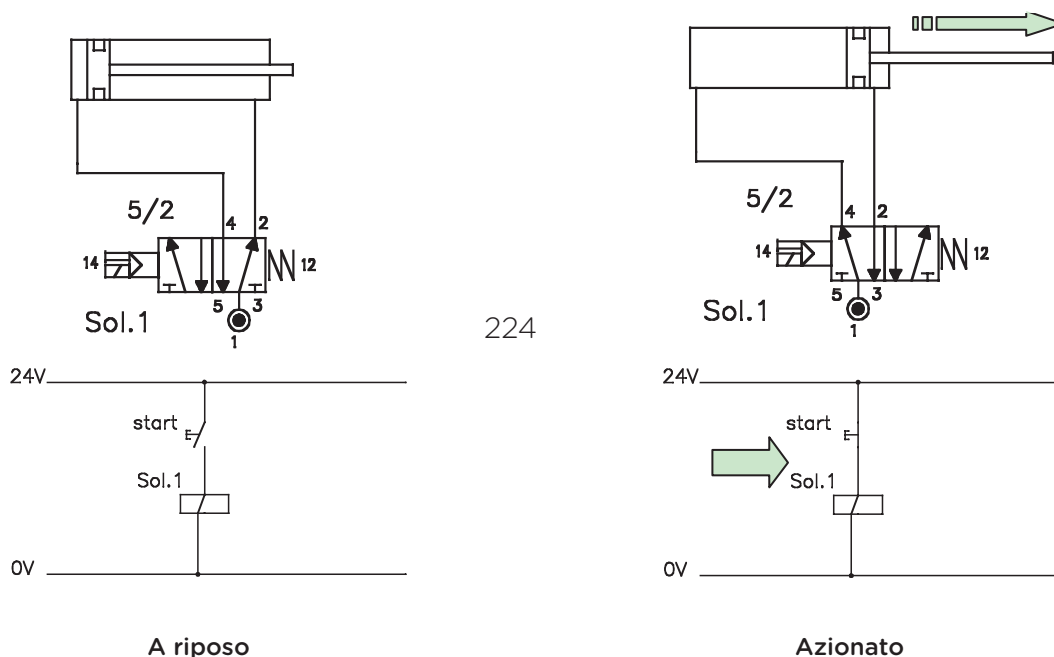
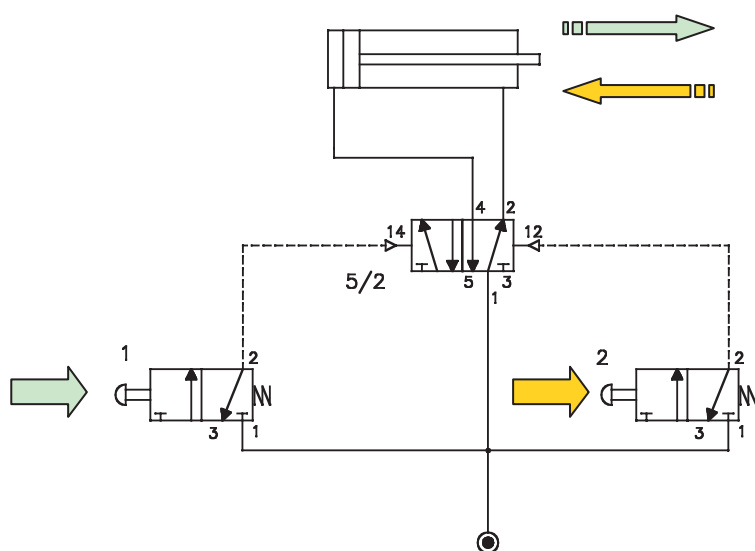
TECNICA CIRCUITALE

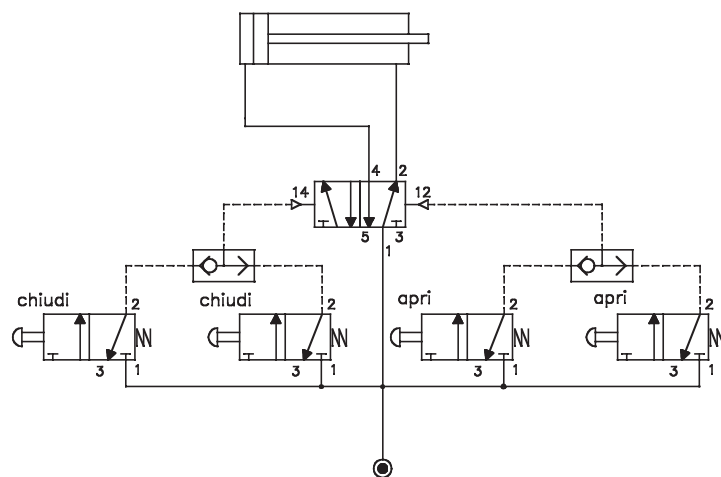
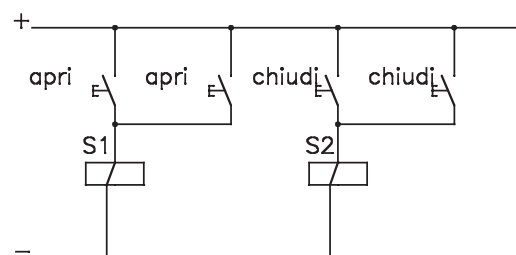
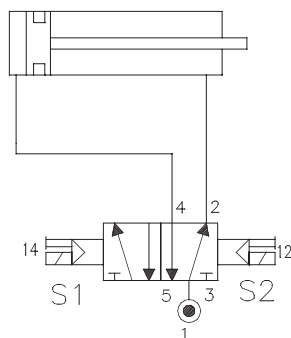
INTRODUZIONE

In questo capitolo saranno rappresentati alcuni circuiti pneumatici ed elettropneumatici a partire dai più semplici sino ad arrivare a quelli relativamente complessi, che realizzano movimentazioni con cicli fissi in maniera automatica o semiautomatica.
Le macchine con cicli di lavoro complessi e con alto numero di cilindri, sono ormai governate da PLC che permettono cicli flessibili e modificabili semplicemente cambiando il programma. Automazioni completamente pneumatiche sono sempre meno frequenti, si limitano a cicli fissi molto semplici oppure utilizzate in ambienti con pericolo di esplosione.
Nella rappresentazione grafica di schemi pneumatici le apparecchiature, sotto forma di simbolo, vengono sempre disegnate nella posizione in cui si trovano con macchina a riposo. Se un fine corsa è attivato o premuto nella situazione descritta, verrà rappresentato nello schema in quella condizione. Nella schermistica elettrica le normative prevedono invece che il simbolo sia rappresentato nella propria posizione di riposo anche se a macchina ferma è in realtà attivo.

21.1 CIRCUITI ELEMENTARI

La situazione di collegamento circuitale più semplice è rappresentata dal comando diretto di un cilindro a semplice effetto.

Una valvola 3/2 con comando manuale aziona il cilindro, connettendo direttamente l'uscita 2 con l'attacco di ingresso del cilindro stesso. A riposo la camera posteriore del cilindro è posta in scarico tramite la via numero 3 e l'alimentazione in 1 è intercettata.
Azionando il comando manuale 1 è connesso con 2 ed il cilindro viene alimentato.
Altrettanto semplice è il collegamento per il comando diretto di un cilindro a doppio effetto.

In questo caso la posizione di riposo del cilindro non viene mantenuta dalla molla di richiamo ma dall'aria compressa che alimenta la camera anteriore del cilindro stesso.

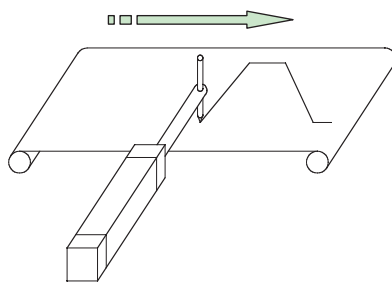
La valvola adatta è una 5/2 anch'essa a comando manuale. Nella condizione di riposo l'attacco 1 è connesso con l'uscita 2 che alimenta la camera anteriore, mentre quella posteriore è posta in scarico dall'attacco 4 verso 5. Azionando la valvola le due uscite si invertono così come gli scarichi e lo stelo fuoriesce.
In tutte e due le situazioni illustrate gli steli dei cilindri rimangono in posizione di lavoro fino a quando permane il segnale di comando della valvola. Quando il segnale scompare gli steli rientrano in posizione di riposo perché attivati da valvole monostabili. E' possibile eseguire la stessa operazione anche se il cilindro è posizionato in un luogo poco accessibile oppure sia di dimensioni tali che l'azionamento diretto non sia possibile. In questo caso facciamo una operazione di comando a distanza, utilizzando la valvola di comando manuale di piccole dimensioni con forze di attuazione basse, ed andare a pilotare una valvola con comando pneumatico vicino al cilindro o di adeguate dimensioni per il cilindro da servire.
Eseguiamo in questo caso un telecomando o comando remoto e, nel caso di pilotaggio verso una valvola più grande, una amplificazione di flusso.

La funzione da diretta diventa indiretta, ma dal punto di vista funzionale l'operazione eseguita dal cilindro rimane identica.
Se osserviamo la posizione delle valvole disegnate, vediamo che il livello di comando è posto in una fascia inferiore dello schema e le linee di pilotaggio sono tratteggiate. Si distinguono sempre in questo modo le condotte che portano segnali di comando, mentre le linee di pressione principali sono continue.

L'equivalente elettropneumatico è illustrato in figura.
La porzione pilota della elettrovalvola si comporta come un valvola 3/2 che pilota il corpo di una 5/2 amplificando il segnale in portata.
Una funzione molto comune è quella di "memoria". Questa funzione ci permette di mantenere il segnale in uscita di una valvola bistabile utilizzando un segnale di comando impulsivo o di breve durata. Tali circuiti ci permettono di mantenere nella posizione desiderata un cilindro, anche quando il segnale di comando scompare.

Attivando con impulsi emessi dalle valvole 1 e 2 in maniera alternativa la valvola di comando del cilindro otteniamo le due posizioni fisse e le manteniamo per tutto il tempo necessario anche senza la presenza del relativo segnale. Come già ricordato nel capi-

tolo valvole, la presenza del segnale opposto rende inefficace il segnale di comando inviato. L'equivalente elettropneumatico è costituito da un cilindro a doppio effetto comandato da una elettrovalvola 5/2 a doppio solenoide. Due pulsanti elettrici sostituiranno le due valvole 3/2.
Se i punti di comando per impartire lo stesso ordine al cilindro sono più di uno, è necessario connettere le valvole che impartiscono lo stesso ordine in parallelo.
Il segnale in uscita di ciascuna di esse sarà poi inviato agli ingressi di un selettore di circuito che provvederà alla selezione di uno o dell'altro segnale per comandare la valvola di potenza del cilindro.
L'utilizzo del selettore impedisce che l'aria compressa possa fluire direttamente dall'uscita di una delle valvole di comando verso lo scarico di quella messa in parallelo.

Ipotizziamo di dovere chiudere ed aprire un porta da due differenti punti.
Come si vede dallo schema, i punti di " apri " e " chiudi " sono posti, per favorire la lettura dello schema in modo pulito, rispettivamente sul lato destro e sul lato sinistro.
In realtà saranno incrociati sui due versanti della porta con un " apri " ed un "chiudi".
Nella versione elettropneumatica il selettore non è necessario perché non dobbiamo preoccuparci, in presenza di segnali elettrici, di inibire la via di scarico.

I pulsanti elettrici sono semplicemente collegati in parallelo.
Anche in questo caso il permanere di uno qualsiasi dei comandi inibisce il segnale opposto sia nella versione pneumatica che in quella elettrica.

21.2 DIAGRAMMI DI FLUSSO (DESCRIZIONE DELLA SEQUENZA)

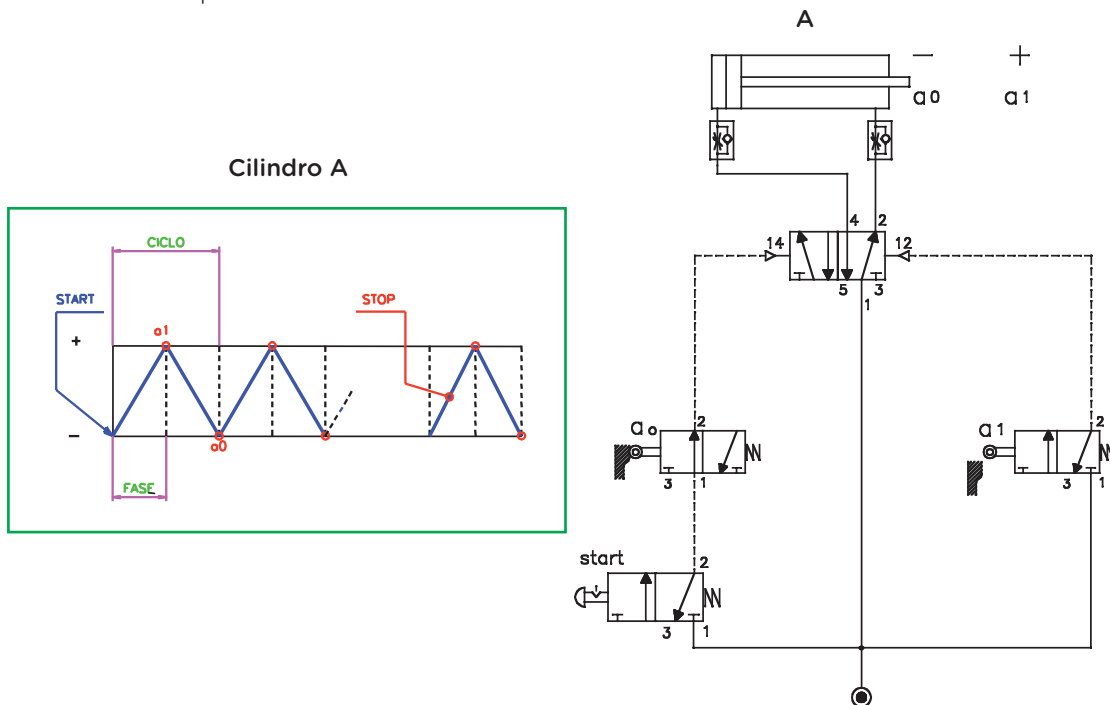
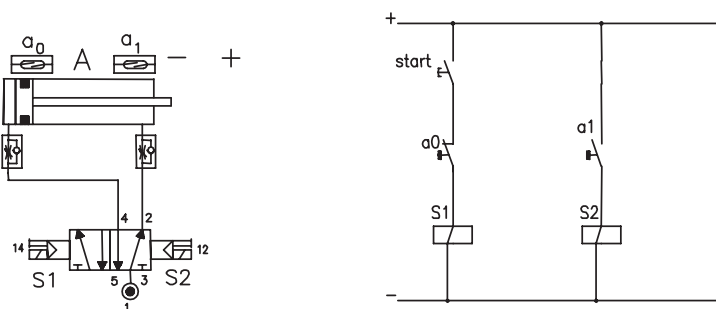
Quando uno o più cilindri si muovono secondo una sequenza preordinata, è necessario che questa sia descritta in modo chiaro e preciso.
Innanzi tutto le posizioni di stelo retratto e di stelo esteso di un cilindro, saranno indicate con il segno meno ed il segno più.
Ogni cilindro sarà etichettato con una lettera dell'alfabeto maiuscola. Se un cilindro possiede etichetta A, A+ indicherà la posizione di stelo esteso ed A- la posizione dello stelo retratto. Ogni sensore di quel cilindro avrà la medesima etichetta ma con lettera minuscola con pedice 0, se il sensore rileva la posizione meno del cilindro e pedice 1 se rileva la posizione più. Nel nostro caso quindi a_0 ed a_1.
La sequenza più semplice da descrivere è rappresentata dal moto alternativo automatico di un cilindro che al comando di avvio inizia la ciclica che viene interrotta al segnale di stop.
Potremmo descriverla in maniera letterale oppure rappresentarla graficamente.

A+/A- .... A+/A-

La descrizione letterale, indica solo la posizione in sequenza del cilindro e non evidenzia affatto il segnale di start, stop e dove siano i sensori di fine corsa che contribuiscono alla ciclica automatica.
La rappresentazione grafica ci permette di colmare queste lacune.
Si immagini di avere un cilindro che abbia sulla cima dello stelo una penna. Sotto questa penna scorre un foglio di carta come mostrato in figura.

Durante la traslazione la matita traccerà sul foglio delle linee orizzontali nelle due posizioni di stazionamento + e -, delle linee inclinate durante il movimento tra una delle due posizioni. L'inclinazione delle linee sarà più o meno accentuata in funzione della velocità di attuazione del cilindro stesso, che però non è un elemento interessante quando si progetta lo schema. Lo sarà invece in fase di dimensionamento delle apparecchiature costituenti lo schema stesso.

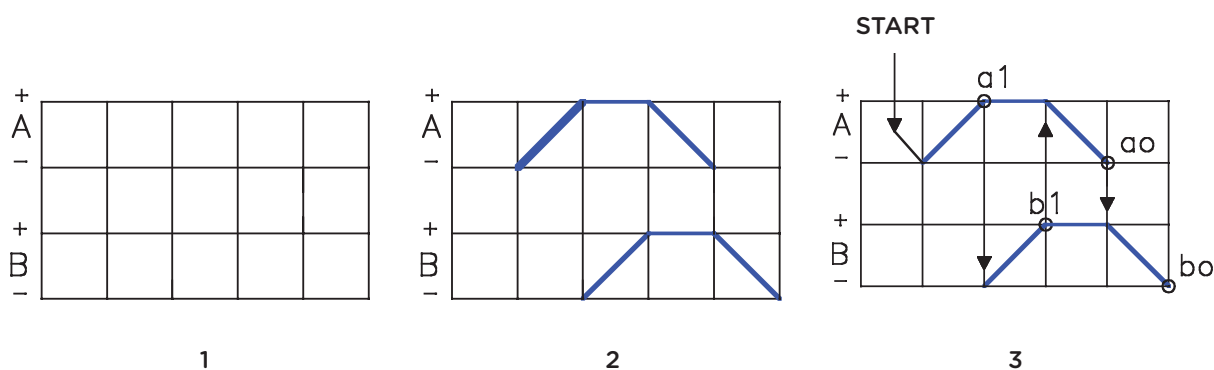
21.3 CIRCUITI PER CICLI AUTOMATICI E SEMIAUTOMATICI

Come si può vedere, ogni ciclo è composto da singole fasi (tempo) nelle quali si sviluppa la rappresentazione della corsa del cilindro (spazio). In questo caso il ciclo si

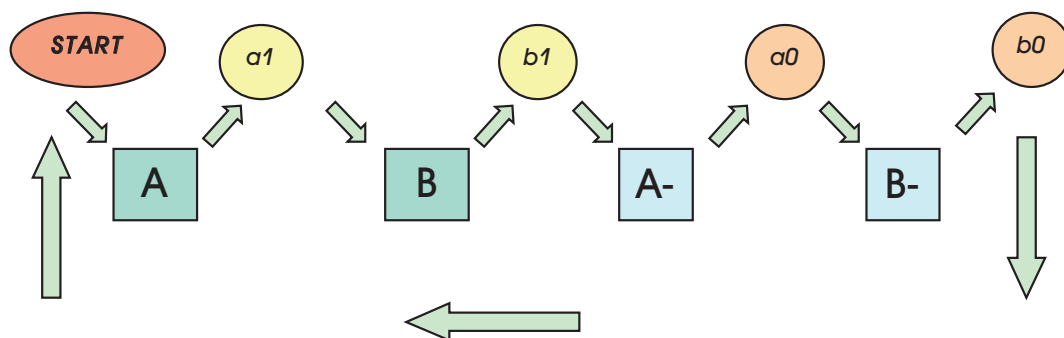
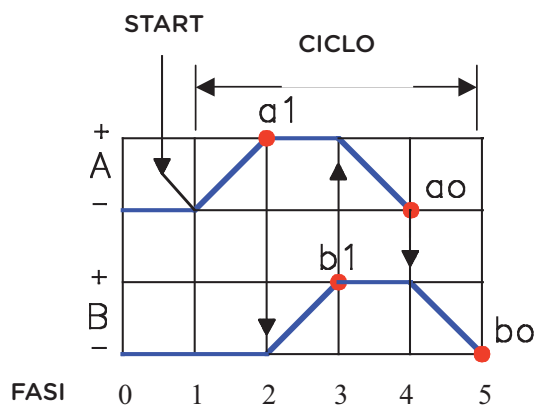
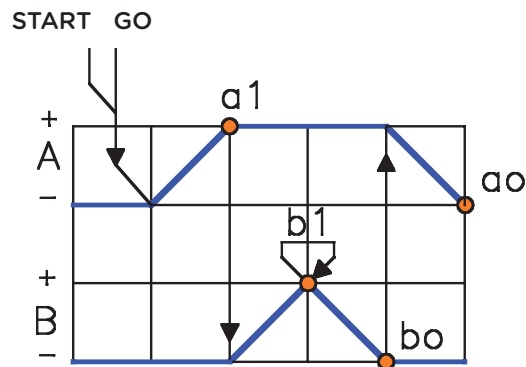
ripete automaticamente per n numero di volte sino a quando non lo si interrompa con lo stop. Si può inoltre notare che è stata imposta la condizione di fine ciclo con stelo in posizione – . Se il cilindro sta percorrendo la corsa verso +, la completerà per poi fermarsi alla fine della corsa verso - . Nello schema infatti, il sensore di fine corsa a0 è posto in serie alla valvola di start/stop in modo tale che quando viene posto in scarico il segnale di avvio, posizione di stop, l'ultimo segnale che arriva alla valvola di comando del cilindro è quello liberato da a_1 che definisce il cilindro A in posizione meno. La lettura dello schema è sufficientemente semplice. Quando si attiva lo start, si invia, attraverso il fine corsa a_0 azionato, il segnale di avvio in A+ ed, immediatamente dopo, a_0 viene rilasciato ponendo in scarico la relativa condotta di comando. Quando la posizione + viene raggiunta viene azionato il fine corsa a1, il quale ordina al cilindro A di tornare in posizione - .

L'alternanza nelle due posizioni continua sino a quando si seleziona la posizione di stop, ottenendo il fine ciclo con le condizioni citate.

La versione elettropneumatica soddisfa le medesime condizioni e lo stesso ciclo.

Proviamo ora disegnare il diagramma del moto e delle fasi di due cilindri, A e B, che si muovono secondo la sequenza:

A+ / B+ / A- / B-

Dovremo iniziare destinando due spazi, per i relativi diagrammi di moto, in colonna e distanziati tra loro (1).

In seguito descriveremo graficamente la sequenza letterale indicata (2) ed infine inseriremo i segnali di comando che la governano (3).
È così definito il ciclo nelle sue varie fasi.

Si legga:

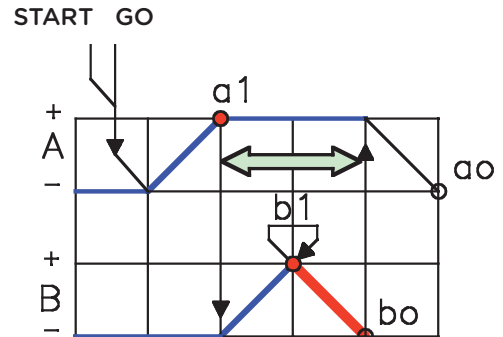
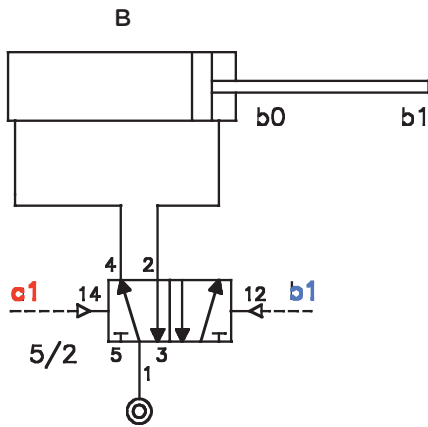
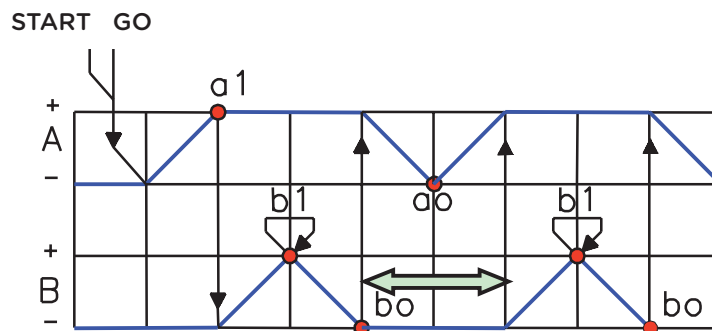
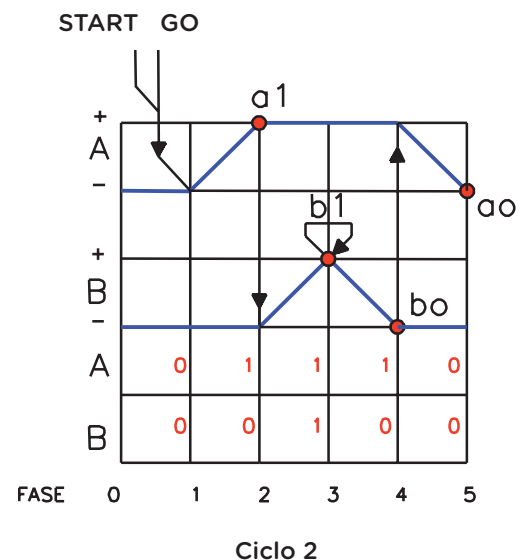
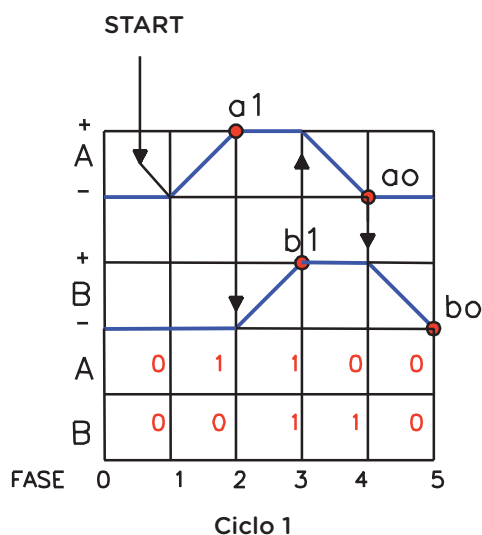
- fase 1: Start provoca A+
- fase 2: a_1 provoca B+
- fase 3: b_1 provoca A-
- fase 4: a_0 provoca B-
- fase 5: b_0 provoca stop ciclo o riavvio automatico.

I comandi sono forniti da valvole di fine corsa azionate direttamente dagli steli dei cilindri. Con questo sistema si ha la certezza che la sequenza programmata venga rigorosamente rispettata. I comandi di partenza, di arresto e di emergenza vengono inviati da valvole con comando manuale. Tutti i comandi emessi dalle valvole menzionate vengono diretti verso i distributori principali che attivano i relativi cilindri o le funzioni di arresto ed emergenza.
Se osserviamo il diagramma di sequenza descritto in precedenza, notiamo che i segnali liberati dai fine corsa durano nel tempo. Ad esempio a_1 è attivo dalla fase 2 alla fase 3, b_1 dalla fase 3 alla fase 4, a0 dalla fase 4 alla fase 5 e b_0 dalla fase 5, che può coincidere con la fase 1 in caso di riavvio automatico, alla fase 2.
Il fine corsa b0 è infatti sempre azionato quando il cilindro B è in posizione meno, quindi anche quando il ciclo si trova nella fase 1 di partenza.
Possiamo definire questi **segnali continui** in quanto perdurano nel tempo.

A+ / B+ / B- / A-

La sequenza in figura evidenzia che il segnale liberato da b_1 è un **segnale impulsivo** perchè la sua linea di sosta è ridotta ad un punto.
Abbiamo incontrato nelle due sequenze due tipi di segnali:

- **segnali impulsivi**
- **segnali continui**

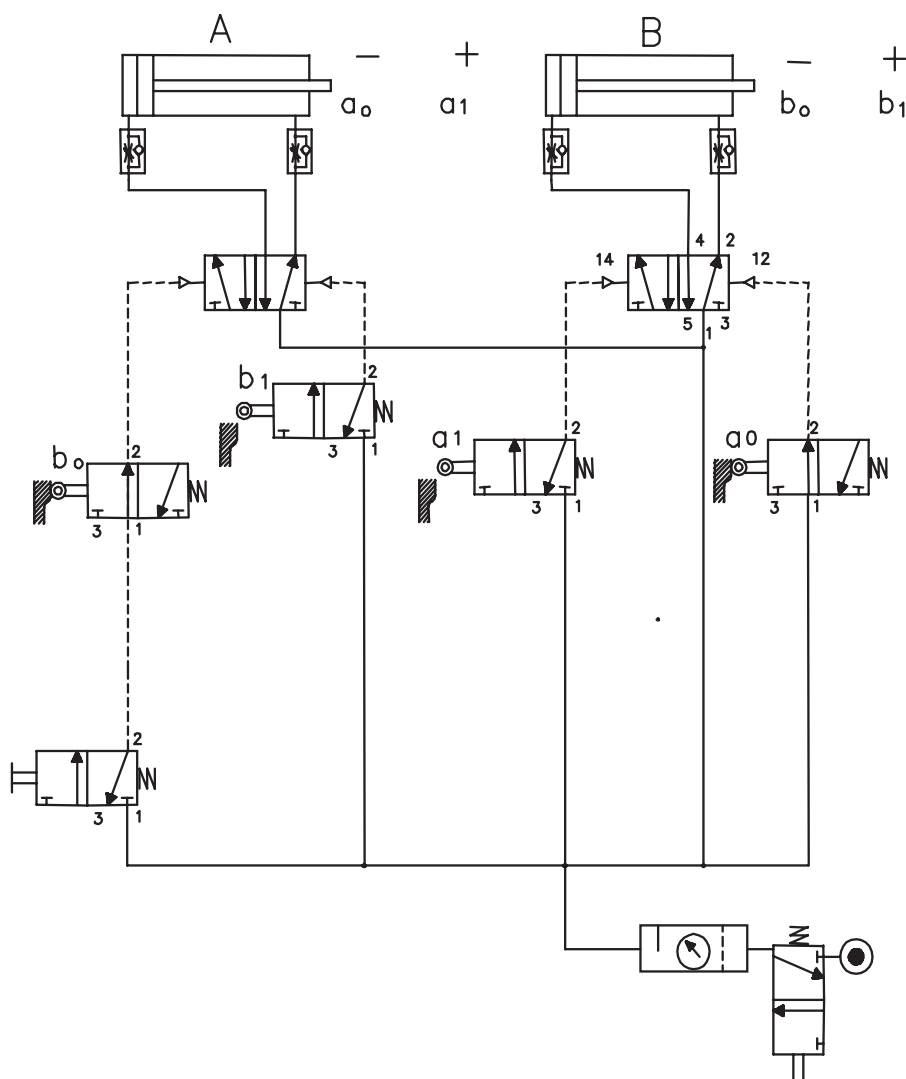
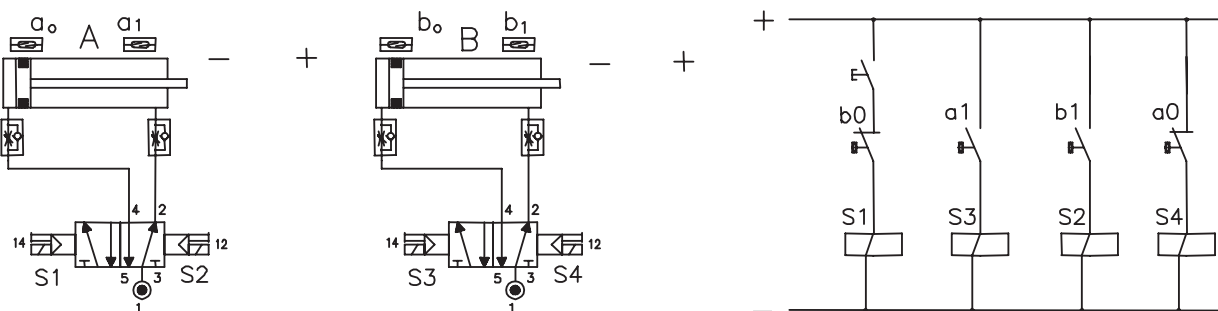
I segnali continui si dividono rispettivamente in :

- **segnali continui semplici**
- **segnali continui bloccanti**

I segnali continui semplici durano nel tempo e la loro presenza, anche dopo aver svolto il compito assegnato, non provocano problemi allo svolgimento del ciclo programmato. I segnali continui bloccanti invece, perdurando nel tempo, non permettono lo svolgimento del ciclo, bloccandolo in una fase con la loro presenza.
E' necessario quindi riconoscerli e limitarne la durata in modo da renderli dei segnali continui semplici. Se osserviamo la sequenza appena descritta, quando A assume la posizione +, attiva a1 per il comando di B+. Quando interviene b_1 che ordina la posizione – del cilindro B il ciclo si blocca perché il segnale liberato da b_1 è contrastato dalla presenza di a_1.

Sul diagramma possiamo infatti osservare che a1 emette il segnale di B+ anche quando b_1 impartisce l'ordine di B-. Il segnale a1 andrebbe interrotto quando b_1 è attivato.

Se il ciclo riparte automaticamente, ci accorgiamo che il fine corsa b_0 si comporta esattamente come a_1 e quindi anch'esso è bloccante.
Non sempre il riconoscimento dei segnali bloccanti risulta semplice, quindi cercheremo di utilizzare un metodo che faciliti questa operazione.
Prendiamo in esame i due cicli descritti sino ad ora.

Ciclo 1

Ciclo 2

Per ogni fase del ciclo da 1 a 5, assegniamo il valore zero ai relativi cilindri A e B se questi sono in posizione meno ed il valore 1 quando sono in posizione più.
Nel ciclo numero 1, analizzando tutte le fasi, non si trovano combinazioni di 0 ed 1 identiche, al contrario del ciclo numero 2 che nella fase 2 e nella fase 4 ripete la medesima combinazione nonostante la prima ordini la partenza di B+ e la seconda la partenza di A-. Come avevamo visto in precedenza i segnali liberati da a_1 e da b_0 erano stati riconosciuti bloccanti. Quindi quando due combinazioni si ripetono significa che i segnali liberati da quei fine corsa sono bloccanti.
Anche la combinazione 0/0 si ripete, ma essendo le condizioni di inizio e fine ciclo coincidenti, consideriamo solo una delle due combinazioni. Possiamo eliminare indifferentemente la prima oppure l'ultima.
Per il ciclo numero 1 possiamo realizzare lo schema connettendo tutte le alimentazioni delle valvole che lo compongono, direttamente alla fonte di aria compressa.

Ciclo n.° 1   A+ / B+ / A- / B-

Anche la versione elettropneumatica dello schema si svolge molto semplicemente.

Il ciclo n.° 2, in presenza di due segnali bloccanti deve essere risolto in maniera diversa. Sarebbe poco conveniente procedere per tentativi perché il rischio di utilizzare più valvole di quante siano necessarie è molto alto.
In questi casi la progettazione è supportata da metodi che consentono di arrivare ad una soluzione sicura e pulita con il numero di valvole necessarie e non una di più.
Il più semplice tra quelli utilizzati è il **metodo a cascata**.
Il primo passo, a partire dalla descrizione letterale, è quello di dividere la sequenza descritta in gruppi.

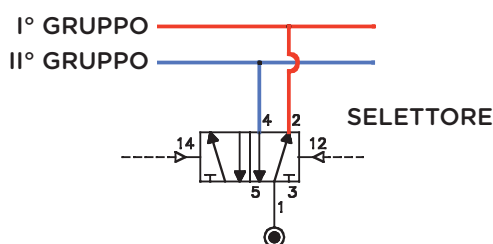
A+/ B+	/	B- / A-
1° gruppo		2° gruppo

Nel nostro caso la divisione ha generato due soli gruppi, ma nel caso di sequenze con tre o quattro cilindri il numero di gruppi generati può essere superiore,
La cosa importante è che nel medesimo gruppo non vi siano movimenti opposti del medesimo cilindro.

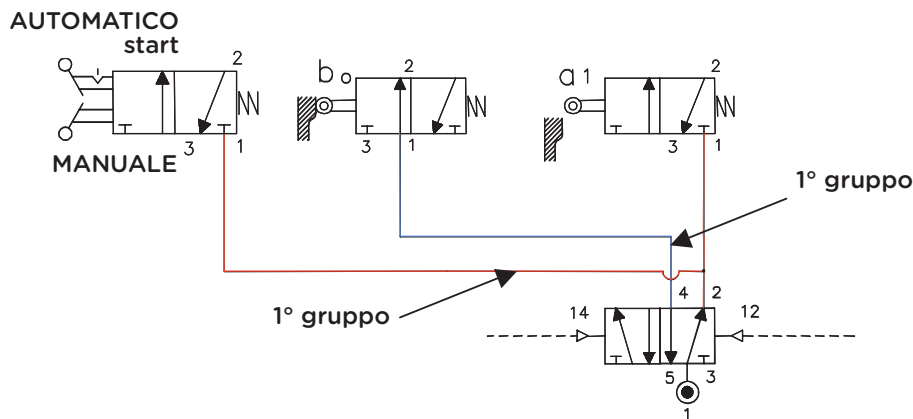
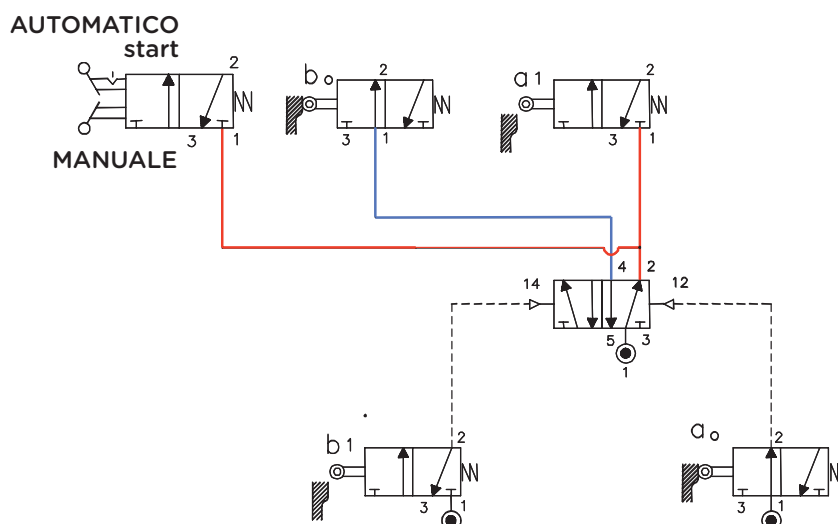
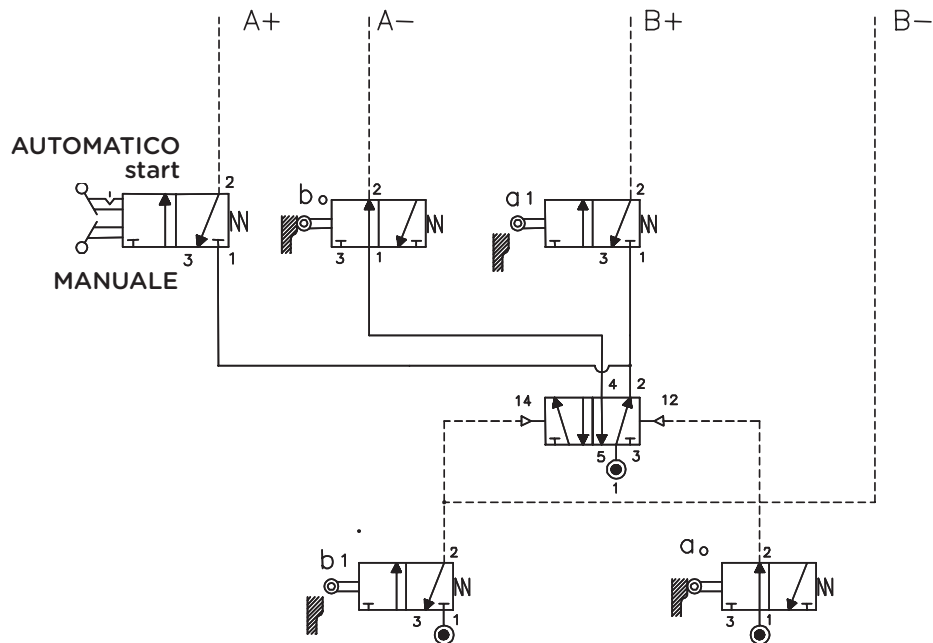
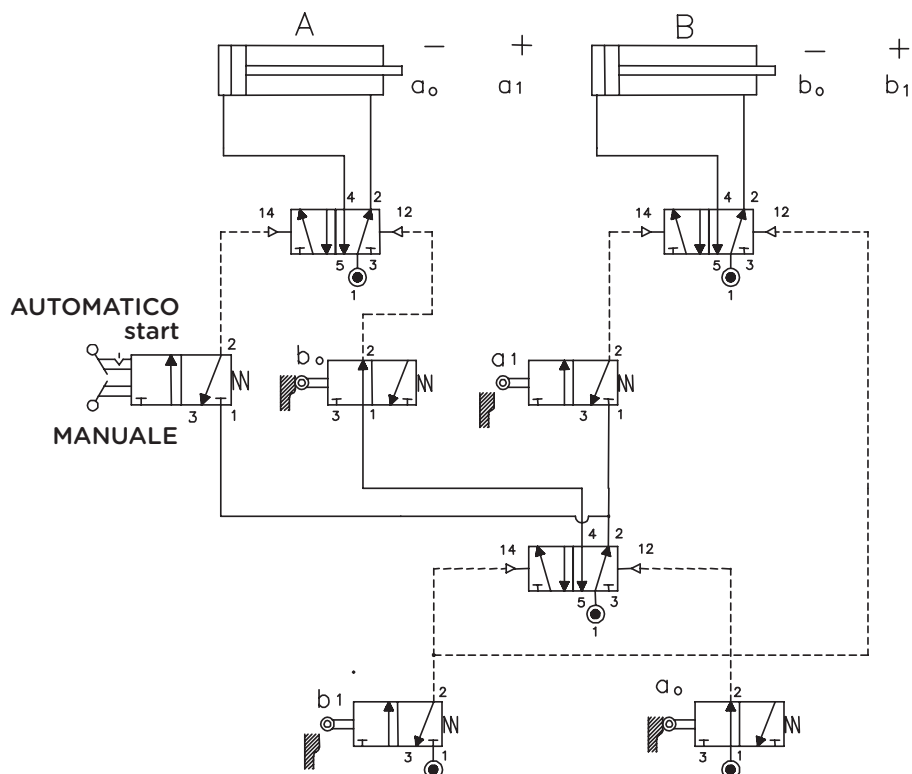
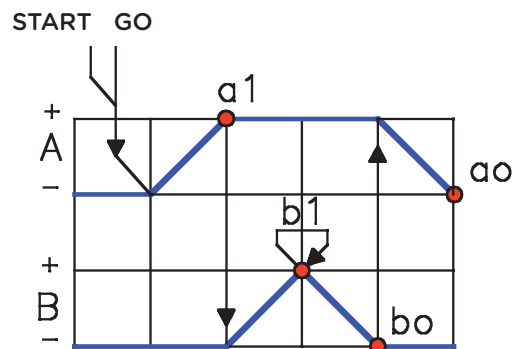
A+ / A- / B+ / B-

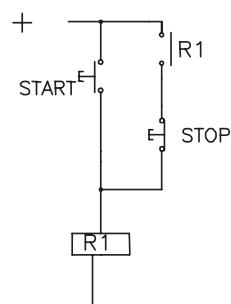
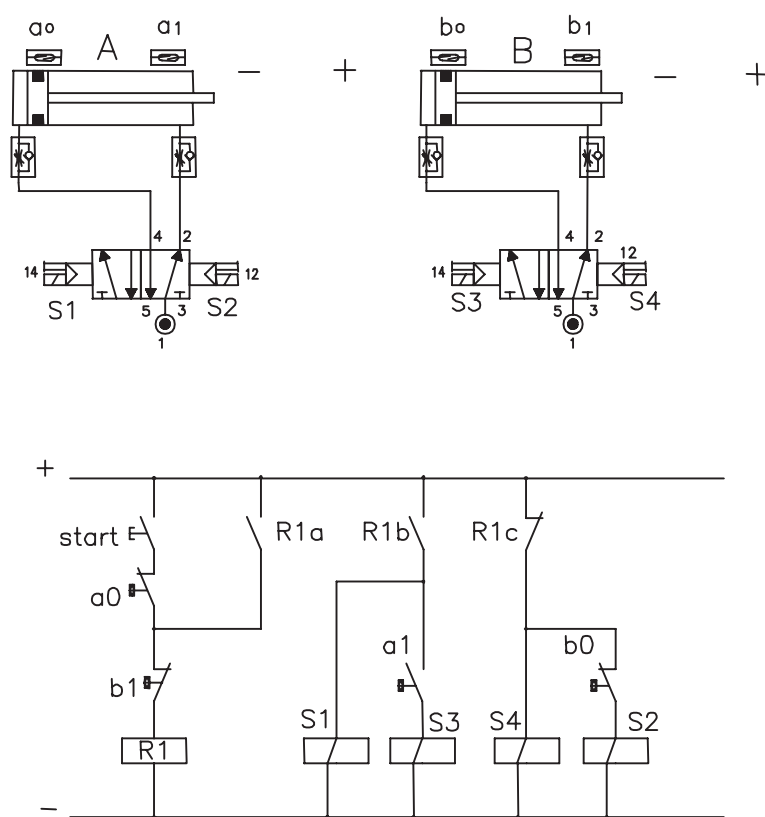
Una divisione di gruppi così realizzata **non deve** essere fatta.

a_1 b_1		b_0 a_0
A+ / B+	**/**	**B- / A-**

Ognuno dei cilindri considerati nella posizione + o – attiva i propri fine corsa come mostra la sequenza appena descritta.
Bisogna ore disegnare un valvola di memoria 5/2 a doppio comando pneumatico.

Dedicheremo l'uscita 2 della valvola alla linea del primo gruppo l'uscita 4 a quella del secondo e chiameremo la valvola " selettore ".
La fase successiva consiste nel collegare i fine corsa alle due linee dedicate secondo questo criterio:

- collegare le alimentazioni (attacco 1) di tutti i fine corsa appartenenti ai cilindri del primo gruppo tranne l'ultimo, alla linea del primo gruppo. Nel nostro caso collegheremo a_1 lasciando libero l'ultimo b_1. Collegare inoltre l'alimentazione della valvola di START alla stessa linea.

- Collegare le alimentazioni (attacco 1) di tutti i fine corsa appartenenti ai cilindri del secondo gruppo tranne l'ultimo, alla linea del secondo gruppo.
Collegheremo b_0 lasciando libero l'ultimo a_0.

Dalla sequenza possiamo notare che il fine corsa b_1 rappresenta l'ultimo segnale liberato nel primo gruppo e lo abbiamo riconosciuto come impulsivo. Lo adoperiamo quindi per attivare la linea del secondo gruppo inviandolo al comando 14 del selettore. Identica situazione la abbiamo con a_0 nel secondo gruppo, infatti è l'ultimo segnale liberato a fine ciclo e servirà, inviando il proprio segnale al comando 12 del selettore, a ripristinare le condizioni di partenza per un nuovo ciclo.

Ora non rimane che inviare alle valvole che comandano i cilindri i segnali provenienti dalle uscite dei fine corsa e dallo START.

A questo punto si può stendere lo schema completo.

Il ciclo può funzionare in continuo se il comando viene impostato su " automatico" oppure, se impostato su "manuale", compiere un ciclo singolo.
Nella versione elettropneumatica è possibile arrivare ad una soluzione simile utilizzando un relè da sfruttare come memoria.
Allo scopo ricordiamo il funzionamento del relè.

I relè sono componenti elettromeccanici costituiti da un elettromagnete e da un'ancora di materiale ferromagnetico, che viene attratta quando si invia una corrente elettrica al solenoide. L'ancora è vincolata meccanicamente ad alcuni contatti che vengono chiusi o aperti dal movimento dell'ancora stessa. Vengono spesso utilizzati relè con contatti in scambio, come quelli mostrati in figura; esistono relè da uno a quattro contatti in scambio. La funzione di autoritenuta viene utilizzata quando si invia un segnale elettrico impulsivo al relè, il quale provvede ad autoalimentarsi anche quando il segnale di comando viene a mancare.

Lo schema mostra il sistema di autoritenuta. Quando START viene premuto, la bobina del relè R1 viene eccitata, attiva un proprio contatto in parallelo al pulsante di partenza, e si autoalimenta. Quando SART viene rilasciato, la continuità è mantenuta dal contatto. Il contatto di R1 cadrà quando verrà premuto il pulsante di STOP.
Con questo sistema possiamo utilizzare i contatti di scambio del relè e realizzare il " selettore " come visto nella versione pneumatica. La selezione dei segnali sarà effettuata dai medesimi fine corsa b_1 ed a_0 che anziché liberare un segnale pneumatico liberano un segnale elettrico.

Il segnale di Start, attraverso la serie di a0 (N.A.) e b1 (N.C.) , eccita il relè R1 che si autoritiene tramite il contatto R1a.
Contemporaneamente attiva i contatti di scambio R1b ed R1a. Il solenoide S1 viene eccitato commutando la rispettiva elettrovalvola che ordina la posizione + del cilindro A.
Il fine corsa a0 viene rilasciato ma il relè R1 si automantiene attraverso il contatto R1a.
Alla fine della propria corsa il cilindro A attiva il fine corsa a1, che alimentato dal contatto chiuso R1b eccita il solenoide S3. Il cilindro B procede verso la propria posizione +. Una volta raggiunta, attiva il fine corsa b1, che apre il contatto e provoca la caduta del relè R1. I contatti in scambio R1b ed R1a ritornano nella posizione di riposo ed il solenoide S4 ordina al cilindro B di tornare nella posizione – per attivare nuovamente b0. Il solenoide S2 eccitato, riporterà il cilindro A alla posizione -.
Se Start è rimasto premuto, una volta riattivato a0, il ciclo riparte automaticamente, in caso contrario si ferma ed attende un nuovo comando di Start.

Il ciclo realizzato è quindi:

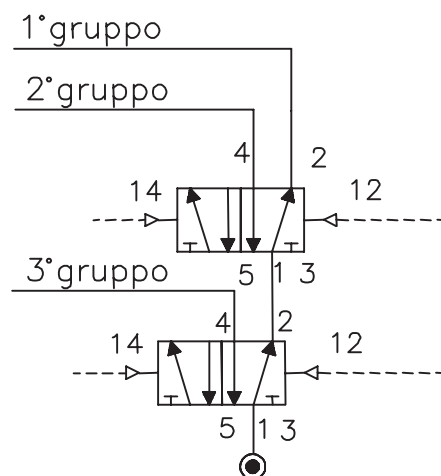
A+ / B+ / B- / A-

Nella stesura dello schema abbiamo seguito i dettami del metodo a cascata.
Sequenze che contemplano il movimento di tre o più cilindri non vengono quasi più eseguite con automazioni completamente pneumatiche od elettropneumatiche con tecnica a relè, ma vengono facilmente realizzate con l'utilizzo di PLC.
Per meglio comprendere però il significato di "cascata" proviamo a dividere in gruppi una sequenza proprio di tre cilindri.

A+ / B+ / B- / C+ / C- / A-

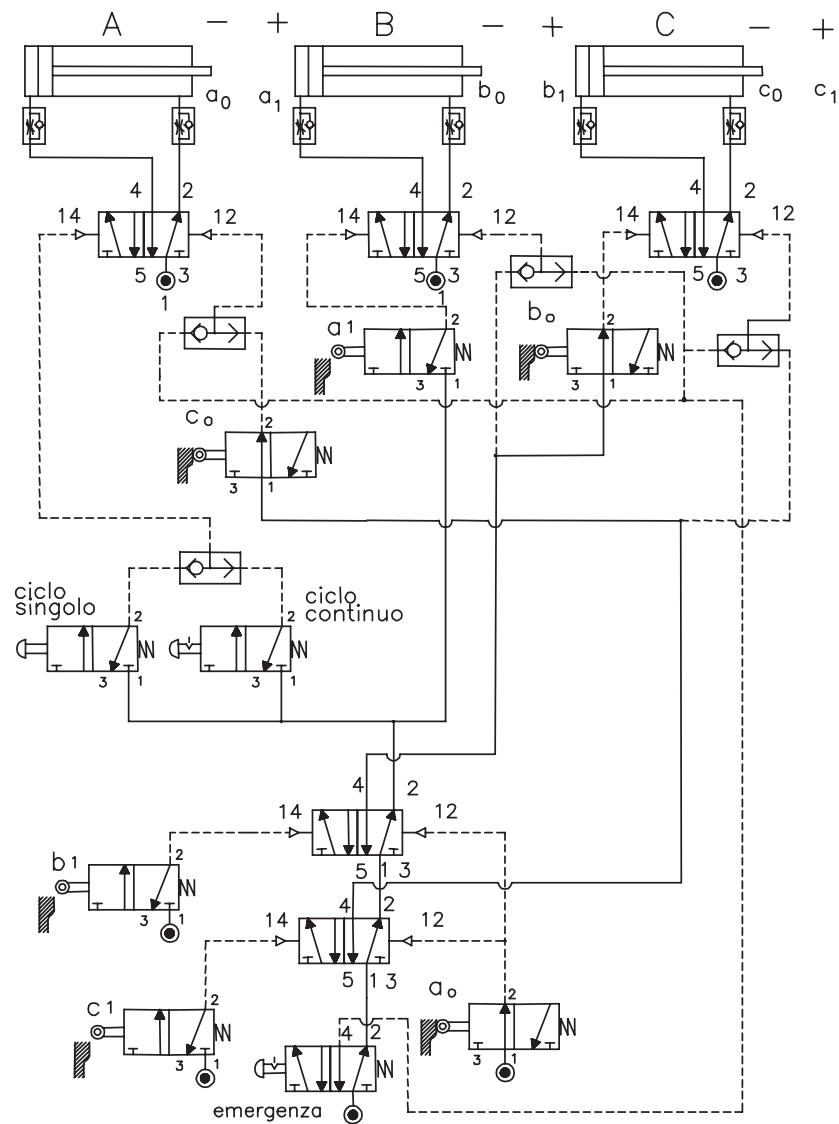
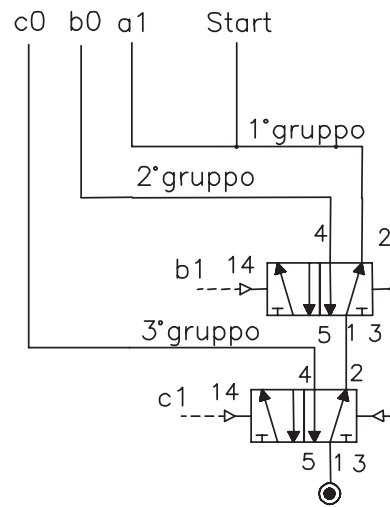
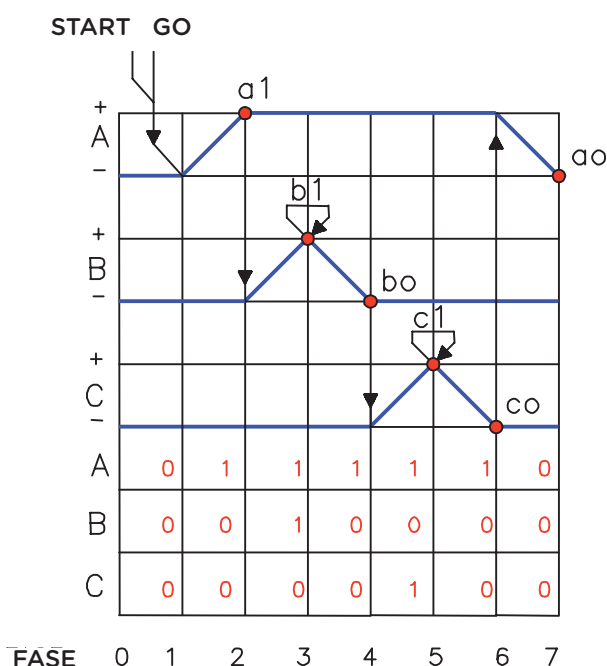
La divisione deve essere:

- 1° gruppo : A+ / B+ Fine corsa a_1 e b_1
- 2° gruppo : B- / C+ Fine corsa b_0 e c_1
- 3° gruppo : C- / A- Fine corsa c_0 e a_0

Il fine corsa b_1 ordina il passaggio dal 1° al 2° gruppo, c_1 il passaggio dal 2° al 3° e a_0 il ritorno dal 3° al 1°.
Disegneremo un primo selettore di memoria utilizzando l'uscita 2 come linea del 1° gruppo e l'uscita 4 come linea de 2° gruppo come fatto nella precedente sequenza.
Rimane da definire la linea del 3° gruppo. Disegniamo una seconda valvola di memoria 5/2 e dedicheremo l'uscita 4 alla linea del 3° gruppo mentre l'uscita 2 la invieremo all'ingresso 1 del selettore precedente. L'ingresso 1 della seconda valvola è direttamente collegato alla linea di aria compressa.

Colleghiamo tutte le alimentazioni (attacco 1) dei fine corsa relativi ad ogni gruppo, tranne l'ultimo e comandiamo i passaggi di gruppo come detto.

PNEUMAX

c0
b0
a1
Start
1°gruppo
2°gruppo
3°gruppo
b1
c1

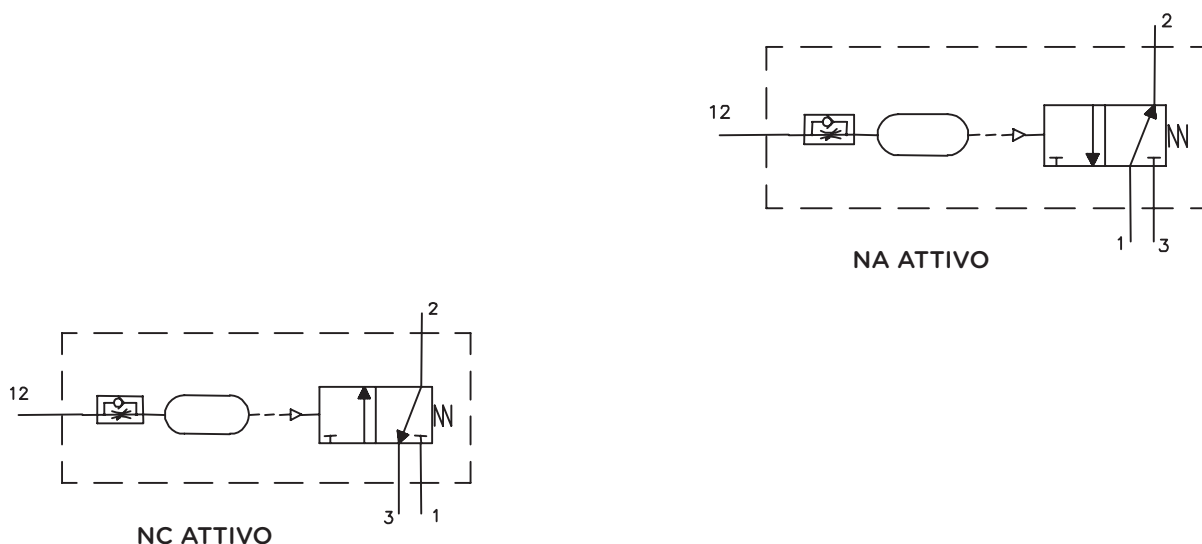
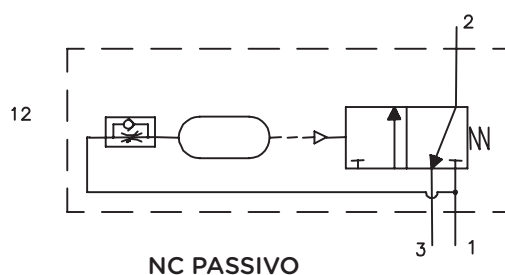
A
B
C
ciclo singolo
ciclo continuo
emergenza

La stesura finale va eseguita seguendo i passi già descritti nella precedente sequenza. Il circuito viene poi completato inserendo le funzioni complementari desiderate quali i pulsanti per ciclo singolo o continuo e l'emergenza. L'emergenza, in questo caso, prevede che tutti i cilindri in posizione + ritornino contemporaneamente nella posizione - in qualsiasi punto del ciclo. Si può notare che lo schema è sufficientemente complesso sia nella stesura che nell'interpretazione, quindi risulta conveniente risolvere la sequenza utilizzando un controllore programmabile.

Dal diagramma del ciclo è interessante rilevare che le fasi 2, 4 e 6 hanno le stesse combinazioni pur impartendo ordini diversi. Sono infatti i tre fine corsa che liberano i segnali bloccanti e che sono alimentati dai due selettori di memoria.

21.4 TEMPORIZZATORI

I temporizzatori sono apparecchi compositi che servono ad imporre un ritardo ad un segnale in uscita rispetto a quello di comando. Al segnale in uscita può essere imposto un ritardo in " eccitazione " oppure in " diseccitazione ".

Ritardo in eccitazione

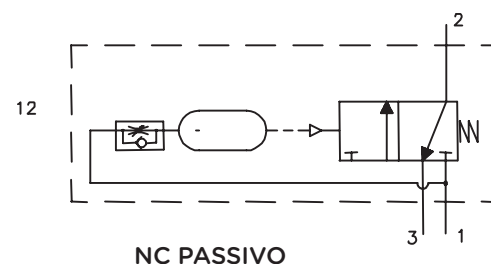
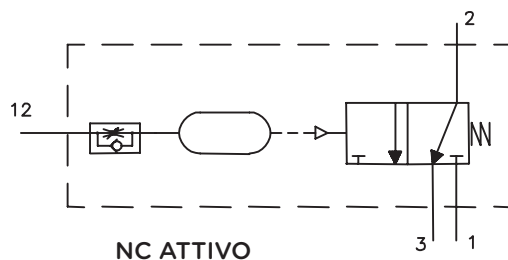
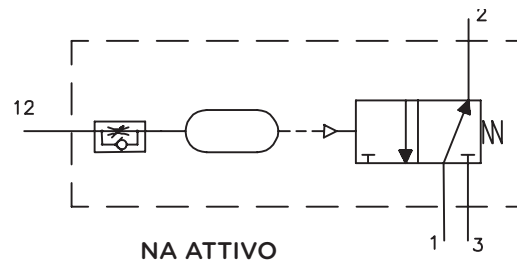
Il segnale di uscita, sia esso positivo (in pressione) o negativo (in scarico), viene rilasciato dopo un periodo di tempo imposto rispetto all'arrivo del segnale di comando. L'apparecchio è solitamente costituito da una valvola 3/2 NC per segnale positivo o NA per segnale negativo, con comando pneumatico e ritorna a molla.

Sull'attacco di comando viene collegato un piccolo serbatoio con una valvola regolatrice di flusso secondo lo schema che segue.

La valvola regolatrice di flusso unidirezionale regola in direzione del serbatoio nel quale, in funzione della strozzatura si creerà dopo un certo tempo, la pressione di soglia per la commutazione della valvola 3/2. A questo punto il segnale pneumatico si presenta all'uscita 2 nel caso di funzione NC oppure scompare in caso di funzione NA. Il comando 12 può provenire dall'esterno, ed in questo caso si parla di comando attivo, oppure può essere in collegamento diretto con la via di alimentazione 1, ed in questo caso si parla di comando passivo

Ritardo in diseccitazione

Per il ritardo nella diseccitazione il regolatore di flusso regola nella direzione opposta, quindi il comando 12 è subito attivo nel commutare la valvola 3/2. Quando questo scompare , il volume del serbatoio si scarica controllato dalla strozzatura ritardando il raggiungimento del valore di soglia di diseccitazione della valvola 3/2.
Il segnale in uscita scompare dopo un certo tempo nel caso NC o riappare nel caso NA. Anche in questa versione è prevista la funzione attiva e passiva.

NA ATTIVO

NC ATTIVO

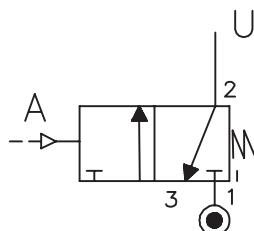
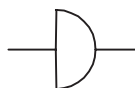
NC PASSIVO

I temporizzatori non possono essere precisi nella ripetibilità perché il loro funzionamento dipende dallo stato fisico dell'aria che non è costante. Per le prestazioni che possono fornire sono però sufficientemente validi nella maggior parte delle applicazioni.

21.5 FUNZIONI LOGICHE

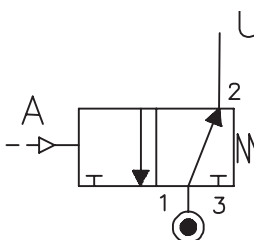
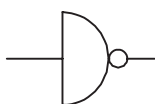
I sistemi pneumatici, lavorano nella maggior parte dei casi come i sistemi digitali, ed il funzionamento dei componenti è definito dallo stato del segnale. La presenza sarà semplicemente definita con 1 e l'assenza con 0. I segnali non hanno bisogno di essere modulati, è sufficiente che rimangano entro i livelli di funzionamento dei singoli componenti.
La pressione presente in una tubazione produce lo stato 1 e l'assenza lo stato 0, la attivazione di un fine corsa la stato 1 e la disattivazione lo stato 0. Sono quindi possibili solo due stati 1 oppure 0. L'elaborazione dei dati avviene secondo le regole della logica binaria. Le funzioni logiche fondamentali sono: l'affermazione (funzione YES), la negazione (funzione NOT), la somma logica (funzione OR) ed il prodotto logico (funzione AND).

Funzione YES

L'affermazione è l'operazione con la quale il segnale viene ripetuto in maniera identica.
Se il segnale di comando è 0, l'uscita è 0, se il comando è 1 l'uscita è 1.
Generalmente l'uscita è amplificata rispetto al segnale di comando o ingresso.

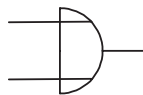
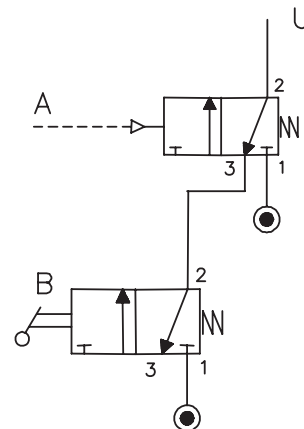
A	U
0	0
1	1

Funzione NOT

Nella negazione, il segnale di comando viene trasformato nel suo complementare,se l'ingresso è 0 l'uscita è 1, se l'ingresso è 1 l'uscita è 0.

A	U
0	1
1	0

La negazione del segnale di comando A, provoca l'uscita U.

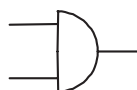
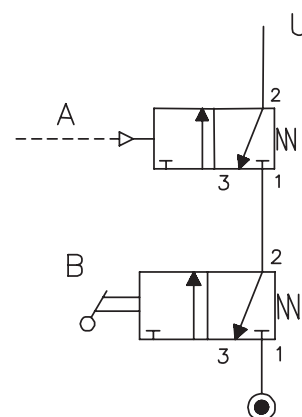
Funzione OR

La somma logica di due o più segnali binari, genera il valore 1 se almeno uno dei segnali è uguale ad 1, ed il valore 0 se tutti i segnali sono 0.
Dati due segnali di comando generici A e B, genereranno una uscita U con la presenza di uno o dell'altro o di tutti e due i comandi.

A	B	U
0	0	0
0	1	1
1	0	1
1	1	1

A + B = U

Se ad esempio, si vuole inviare un segnale di allarme verso una unità centrale da diversi sensori distribuiti nella macchina, basterà che uno solo di questi sensori intervenga per fermare la macchina. I sensori sono connessi in somma logica, o uno o l'altro o l'altro ancora invia il segnale di allarme.

Funzione AND

Il prodotto logico è la funzione che assume valore 1 se tutti gli ingressi o comandi sono 1, in caso contrario è 0. In presenza di due comandi generici A e B avremo l'uscita U quando A e B sono presenti.

A	B	U
0	0	0
0	1	1
1	0	1
1	1	1

A x B = U

Un sistema di controllo o di consenso può essere eseguito da un prodotto logico.
Se tutti i parametri riferiti al controllo di un prodotto o al consenso di una operazione sono attivi, allora l'uscita è 1.
È il segnale di accettazione del prodotto o di avvio della operazione.
È stata eseguita una funzione AND.

Capitolo 22

CIRCUITI COMPLEMENTARI

22.1 CIRCUITI COMPLEMENTARI

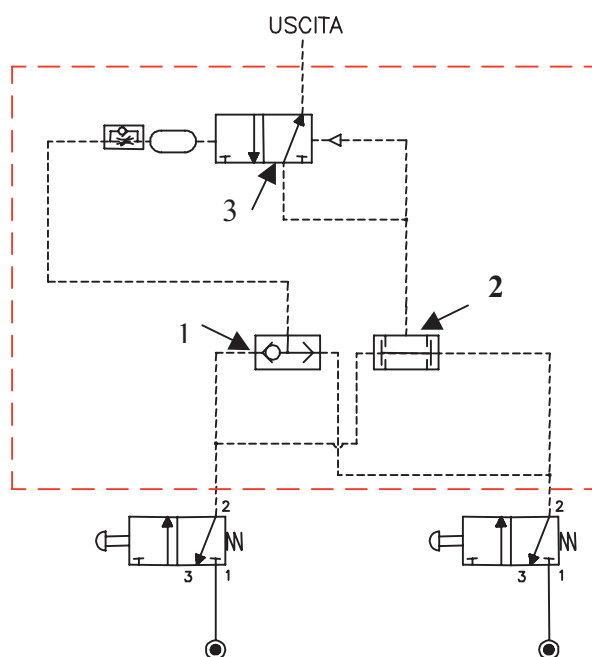
Dopo avere realizzato lo schema che svolge la sequenza in maniera corretta, è necessario completarlo inserendo tutte quelle funzioni inerenti a consensi, sicurezze ed emergenze. Esistono apparecchi compositi che assolvono a compiti di sicurezza come ad esempio il comando a due mani che soddisfa gli standard Europei EN 574, oppure dispositivi con circuiti oscillanti, generatori di impulsi etc. Tutto ciò è fatto affinché la sicurezza sia garantita all'operatore anche in caso di movimenti accidentali di qualche cilindro. Il progettista deve tenere presente tutte le esigenze necessarie al buon funzionamento dell'impianto ed agire di conseguenza, inserendo i segnali di start, stop ed emergenza secondo i criteri stabiliti.

Comando di sicurezza a due mani

La sicurezza a due mani è usata nelle situazioni in cui c'è il pericolo di infortunio. Si cerca infatti di impedire che la mano dell'operatore possa essere presente nell'area di lavoro, facendo utilizzare entrambe le mani per emettere il segnale di avvio del ciclo. L'avviatore a due mani deve rispettare requisiti precisi per soddisfare le normative ed essere classificato "dispositivo di sicurezza" omologato.

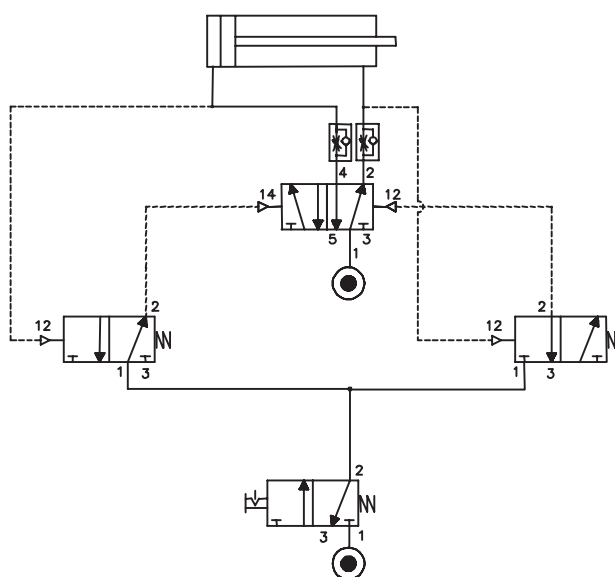
I requisiti devono essere:

- l'antiripetitività
- la contemporaneità

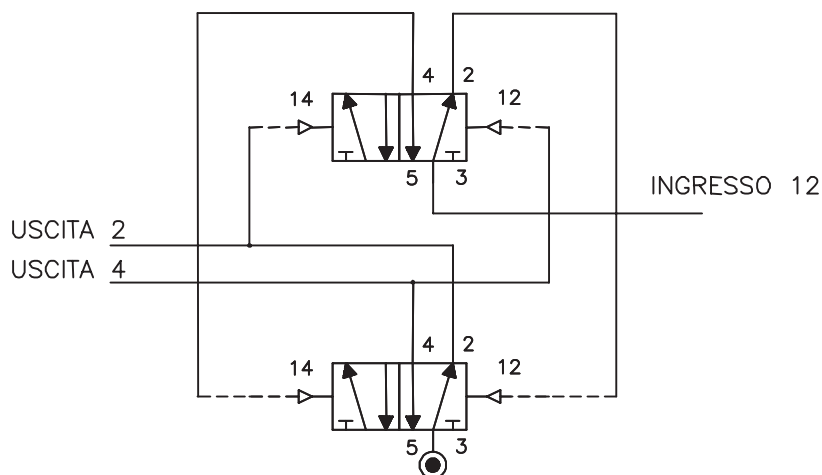
Innanzi tutto i due pulsanti di avvio debbono avere una distanza tale l'una dall'altro da non poter essere azionati con l'uso di una sola mano, i segnali devono essere emessi in contemporanea nell'arco di circa 0,5 secondi ed il rilascio di uno solo dei due pulsanti disattiva il segnale in uscita. Se il pulsante rilasciato viene di nuovo premuto non ci dovrà essere uscita. È necessario il rilascio di entrambi i pulsanti e la successiva pressione contemporanea per avere nuovamente un altro segnale di uscita.
Il principio di funzionamento sulla elaborazione dei due segnali in ingresso rilasciati dai due pulsanti tramite una opportuna circuitazione come mostrato sullo schema che segue. Generalmente il dispositivo è costituito da un apparecchio composito e, se omologato, accompagnato dai relativi documenti attestanti la omologazione stessa.
È comunque possibile assemblare i componenti a formare il circuito con le caratteristiche di cui sopra.

I due ingressi sono i segnali liberati dai due pulsanti, che vengono convogliati agli attacchi di ingresso della OR 1 e della AND 2. Se i segnali liberati dai pulsanti sono distanti nel tempo tra loro, l'uscita della OR 1 è subito inviata al comando della valvola 3 attraverso la funzione di ritardo costituita dalla valvola regolatrice di flusso unidirezionale e dal piccolo serbatoio in serie ad essa. Se questo segnale arriva per primo, si afferma su quello liberato dalla AND 2 e commuta la valvola 3 chiudendo la via normalmente aperta. Il segnale di uscita non è attivo in quanto è mancata la contemporaneità. Se questa ci fosse stata, l'uscita della AND 2 sarebbe arrivata per prima per confermare la posizione disegnata, in quanto libera da temporizzazioni.

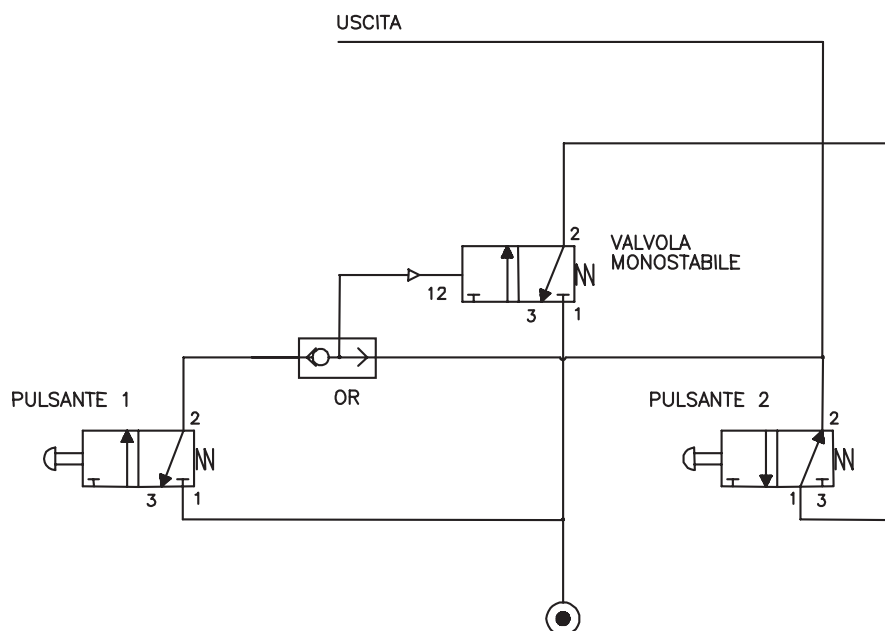
Il segnale avrebbe raggiunto l'uscita attraverso la via normalmente aperta della valvola 3. Se uno dei due pulsanti venisse rilasciato, verrebbe a mancare il segnale in uscita della AND 2 e immediatamente l'uscita della OR 1 avrebbe il sopravvento sul suo lato di comando riferito alla valvola 3 chiudendone la via aperta.
Anche se il pulsante rilasciato venisse ripremuto immediatamente la situazione alla valvola 3 non cambierebbe e l'uscita del dispositivo continuerebbe ad essere nulla.
Bisogna rilasciare entrambi i pulsanti e ripremerli una seconda volta per ottenere nuovamente un segnale di uscita.

Circuito oscillante

La funzione di oscillazione permette di connettere direttamente il dispositivo ad un cilindro, ed una volta che il tutto sia alimentato con aria compressa, il cilindro stesso comincia a compiere corse di andata e ritorno sino a quando l'alimentazione non venga staccata. Anche in questo caso il dispositivo può essere un apparecchio composito dedicato, oppure può essere composto collegando tra loro gli apparecchi come nello schema che segue.

L'oscillazione viene compiuta con l'ausilio di fine corsa virtuali realizzati con due funzioni NOT.

Circuito Flip Flop

Il circuito flip flop è una apparecchiatura composta da due valvole 5/2 opportunamente connesse tra loro. Ad ogni impulso in ingresso l'uscita commuta da 2 a 4 e viceversa.

Circuito di autoritenuta

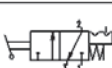
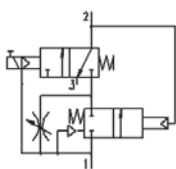
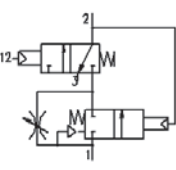
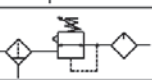
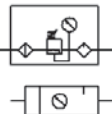
Anche con un circuito completamente pneumatico è possibile realizzare una situazione di autoritenuta come abbiamo visto fare con il relè. In questo modo si trasforma in memoria una valvola che generalmente sarebbe impiegata come monostabile.

Il pulsante 1, quando premuto, attraverso la OR comanda la commutazione della valvola monostabile la cui uscita, attraverso il pulsante 2 normalmente aperto, autoalimenta il proprio comando 12 effettuando l'autoritenuta.
Anche al rilascio del pulsante 1 l'uscita rimane presente. L'uscita cade solo alla pressione del pulsante 2 che scarica il comando 12 della valvola monostabile attraverso la valvola OR.

Capitolo 23

USO E MANUTENZIONE

Valvole e cilindri pneumatici sono componenti semplici e robusti ed un uso appropriato consente loro un funzionamento duraturo nel tempo.
Quindi, aria ben trattata e lubrificata, quando sia necessario, sono le prime regole da rispettare.
Nei cilindri occorre verificare il corretto allineamento in fase di montaggio rispetto al carico applicato per evitare carichi radiali che, come ben sappiamo, provocano flessioni dello stelo con conseguenti danni alle bronzine di guida ed alle guarnizioni.
Evitare inoltre, in concomitanza di corse lunghe, velocità elevate e carichi eccessivi.
Bisogna infine valutare con attenzione le condizioni di impiego sia dal punto di vista meccanico che ambientale (vedi aggressivi chimici, elevate temperature, polvere ed umidità) e scegliere di conseguenza il tipo più adatto per limitare al massimo interventi di manutenzione.
Quando si debba intervenire su di un cilindro, si deve procedere allo smontaggio ed ad una pulizia accurata di ogni componente utilizzando uno sgrassante non aggressivo ed un soffio di aria compressa per completare la pulizia.
Evitare l'uso di stracci sfilacciati che potrebbero lasciare delle fibre sui pezzi puliti.
Dopo aver controllato e sostituito i componenti usurati o danneggiati, rimontare il cilindro e lubrificarlo con un grasso adeguato.
Particolare attenzione deve essere riservata al controllo delle superfici di scorrimento, camicia e stelo, che debbono essere in buone condizioni.
Superfici rovinate provocherebbero una rapida usura delle guarnizioni.

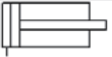
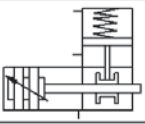
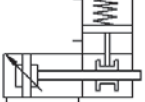
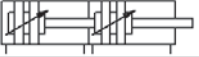
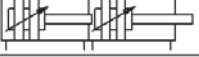
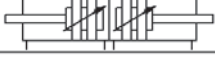
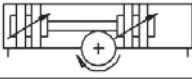
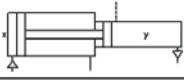
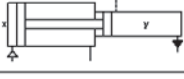
Controllare anche il gioco fra bronzina e stelo che non deve superare gli 0.2 mm.
Un gioco maggiore provocherebbe danni alla guarnizione di tenuta dello stelo.
Per bloccare le testate serrare le viti di bloccaggio avvitandole a croce con il momento di serraggio consigliato dopo avere ben allineato le testate.
Per cilindri con testate avvitate (micro cilindri) valgono le regole di pulizie e controllo già descritte, si deve però procedere allo smontaggio della testata anteriore riscaldando la parte interessata a circa 100 °C per neutralizzare l'effetto incollante del frena filetti.
Provvedere, prima di rimontare il cilindro, alla accurata pulizia dei filetti di testata e camicia ed usare una piccola quantità di frena filetti per evitare lo svitamento accidentale dopo avere allineato le due bocche di alimentazione.
I cataloghi dei costruttori di solito forniscono gli spaccati con i riferimenti necessari per il riordino delle parti di maggiore usura contenuti generalmente in appositi kit.
Utilizzare per le operazioni descritte attrezzi idonei per non danneggiare accidentalmente le guarnizioni appena sostituite.
Le regole ed i metodi indicati sono validi, come linea generale, anche per tipologie di cilindri diverse come cilindri a fune, senza stelo, rotanti etc. tenendo presente di porre attenzione ai requisiti ai quali questi cilindri si debbono attenere.
Nei cilindri a fune ad esempio, verificare il corretto tensionamento della fune e, nel cilindro senza stelo, quello della bandella di tenuta interna.
Per le particolari caratteristiche dei cilindri citati, molte volte è utile che l'intervento di manutenzione venga effettuato dal personale del costruttore, che è in possesso di tutte le informazioni e gli strumenti per procedere ad un corretto intervento.
Anche gli accessori di fissaggio debbono essere controllati, in particolare quelli oscillanti che prevedono accoppiamenti perno/foro.
In questi casi bisogna provvedere alla verifica dei giochi tra perno e bronzine e procedere alle corretta e periodica lubrificazione delle parti.
Vale la pena di ricordare che i componenti pneumatici sono progettati per l'impiego con aria compressa ad un valore massimo di 10 bar e la pressione generalmente usata in un impianto si attesta attorno ai 5/6 bar controllati da un regolatore di pressione che ne stabilizza il valore.
Il campo di pressione di funzionamento di ogni singola apparecchiatura è riportato nelle relative sezioni sui cataloghi dei costruttori.
La fonte principale di guasti che si verificano sulle valvole è da attribuire alla presenza di corpi estranei nell'impianto che provocano danni alle guarnizioni di tenuta, Per questo motivo è essenziale l'utilizzo di adeguati filtri capaci di trattenere le impurità liquide e solide.
Il filtro deve essere scaricato frequentemente con la semplice operazione di apertura di un rubinetto di scarico, effettuata manualmente dal manutentore.
Se la posizione è scomoda o difficoltosa da raggiungere è utile installare un filtro con scarico automatico.
Molte volte viene richiesta la lubrificazione alla quale provvede il lubrificatore che immette nella linea di alimentazione una quantità di olio nebulizzato direttamente proporzionale al flusso. Il lubrificatore deve essere adeguatamente regolato perché troppa lubrificazione o scarsa lubrificazione può determinare un cattivo funzionamento delle apparecchiature.
Per verificare la bontà della lubrificazione ad una valvola un metodo può essere quello di tenere uno staccio bianco pulito in corrispondenza dello scarico della stessa.
Dopo alcuni azionamenti, se la valvola è lubrificata correttamente, sullo straccio rimarrà una leggera macchia.

Utilizzare olio compatibile con i materiali impiegati dai costruttori per le guarnizioni.
Al riguardo i cataloghi riportano le caratteristiche degli oli da usare.
Per la pulizia dei gruppi FRL utilizzare solo detergenti ad acqua. Solventi danneggerebbero in maniera irreversibile le tazze di filtri e lubrificatori.
Le valvole distributrici hanno una vita media di circa 20 milioni di cicli e possono funzionare con aria lubrificata o non salvo indicazioni diverse.
In generale per le operazioni di manutenzione vengono forniti kit di ricambio.
Durante la fase di smontaggio porre attenzione alla sequenza di guarnizioni e distanziali che vanno poi rimontati nelle identiche posizioni.
Pulire accuratamente i depositi di morchie o impurità accumulate sulle pareti interne utilizzando detergenti solubili in acqua oppure sgrassanti non aggressivi.
Evitare solventi e materiali abrasivi.
I solventi possono danneggiare le guarnizioni e i materiali abrasivi le superfici di tenuta.
Per le elettrovalvole oltre alla pulizia dei contatti di connessione sarebbe utile controllare lo stato di usura dei gommini di tenuta del nucleo mobile della pilotina e verificare lo stato della superficie superiore dello stesso che deva apparire piana e priva di ricalcature ai bordi.
Pulire con un getto di aria compressa i canalini di alimentazione dal corpo valvola verso il pilota elettrico.
Generalmente le apparecchiature pneumatiche possono lavorare in un intervallo di temperatura che va da -20°C a +80°C.
L'impiego con temperature al sotto dei +2°C necessita che l'aria compressa utilizzata sia essiccata con apposite apparecchiature,
Lo scopo è quello di evitare formazione di ghiaccio dovuto alla condensa.
Prima di procedere allo smontaggio di una valvola, il manutentore deve controllare possibili altre cause che possono determinare il cattivo funzionamento.
Ad esempio, la perdita di aria da uno scarico di una valvola può essere determinato da un trafilamento da una camera all'altra del cilindro comandato dovuto alla rottura della guarnizione del pistone. Disconnettere il tubo di connessione interessato tra valvola e cilindro e verificare se esiste la perdita.
Se esiste bisogna intervenire sul cilindro e sostituire la guarnizione del pistone, se non esiste, bisogna intervenire sulla valvola e sostituire la guarnizione interessata alla perdita.

SIMBOLOGIA PNEUMATICA “TRATTAMENTO ARIA”

Apparecchi per il trattamento aria
Accumulatore pneumatico (capacità)
Separatore di condensa a scarico manuale
Separatore di condensa a scarico automatico
Lubrificatore
Filtro
Filtro separatore di condensa a scarico manuale
Filtro separatore di condensa a scarico automatico
Valvole di controllo della pressione
Pressostato
Valvola limitatrice di pressione a scarico libero
Valvola limitatrice di pressione pilotata a scarico libero
Valvola di sequenza
Riduttore di pressione
Regolatore di pressione senza valvola di scarico
Regolatore di pressione pilotato senza valvola di scarico
Regolatore di pressione senza valvola di scarico (libero)
Regolatore di pressione differenziale
Gruppi completi
Filtro – Riduttore di pressione
Filtro – Riduttore – Lubrificatore
Gruppo Filtro-Regolatore-Lubrificatore

Apparecchiature varie
Manometro
Valvola di intercettazione
Avviatore progressivo a comando elettrico
Avviatore progressivo a comando pneumatico

SIMBOLOGIA PNEUMATICA "VALVOLE ED ELETTROVALVOLE"

vie	pos.	funzione	simbolo
2	2	normal.chiusa	
2	2	normal.aperta	
3	2	normal.chiusa	
3	2	normal.aperta	
5	2	scarichi indip.	
5	3	centri aperti	
5	3	centri chiusi	
5	3	centri aliment.	

Elettrici
solenoide diretto
solenoide autoalim.
solenoide alim.esterna

Riposizionamenti e azionamenti

Meccanici
molla
fermo mecc. 2 posizioni
fermo mecc. 3 posizioni
sfera
rullo
rullo unirez.
rullo sensibile
pedale
pulsante
pulsante sens.
puls.2 pos.
leva
leva sensibile

Pneumatici
pneumatico
pneumatico ritorno al centro
pneumatico in depressione
differenziale molla pneum.
differanziale alim.esterna

SIMBOLOGIA PNEUMATICA "CILINDRI"

Cilindri semplice effetto

ritorno con forza esterna	
ritorno con molla	

Cilindrio doppio effetto

stelo semplice	
stelo doppio (passante)	
con ammortizzamenti non regolabili	
con ammortizzamenti regolabili	
con pistone magnetico	
con pistone magnetico con ammortizzamenti regolabili	

Cilindri montati in tandem

in spinta stelo comune	
in spinta steli indipendenti	
steli contrapporti	
contrapposti stelo comune	

Cilindri non rotanti

doppio effetto stelo semplice	
doppio effetto asta doppia	
doppio effetto asta doppia stelo passante	
doppio effetto asta doppia passante	
Cilindri compatti guidati	

Cilindri con bloccastelo

con pistone magnetico con ammortizzamenti regolabili	
con pistone non magnetico con ammortizzamenti regolabili	

Cilindri senza stelo

con pistone magnetico con ammortizzamenti regolabili	
Cilindri a fune con pistone magnetico	
Cilindri a fune con pistone non magnetico	

Cilindri telescopici

semplice effetto	
doppio effetto	

Cilindri vari

Cilindri rotanti	
Cilindri ad angolo di rotazione limitato	
Cilindri a soffietto	

Moltiplicatori di pressione

aria / aria	
aria / olio	
accumulatore oleopneumatico	

INDICE

BIBLIOGRAFIA

Atlas Copco, *Manuale*, Cinisello Balsamo (Mi).

G. Belforte, *Pneumatica*, Tecniche nuove (Mi).

U. Belladonna, A. Mombelli, *Tecniche circuitali pneumatiche*, Hoepli (Mi).

D. Bouteille, G. Belforte, *Automazione flessibile, Pneumatica ed Elettropneumatica*, Tecniche Nuove (Mi).

M. Roudier, *L'aria compressa*, Ingersoll-Rand.

G. Forneris, *La pneumatica e le sue applicazioni pratiche*, Assofluid (MI).

M. Barezzi, *Comandi automatici: sistemi pneumatici, elettropneumatici e PLC*, Editrice San Marco.